

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Vývoj rotačního podavače

Design of Rotary Feeder

Student:

Bc. Lukáš Uher

Vedoucí práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Uher**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Vývoj rotačního podavače**
Design of Rotary Feeder
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční řešení rotačního podavače zadaného výrobku. Jedná se o plastovou trubičku délky 50 mm, průměru 13 mm s tloušťkou stěny 1 mm. V rámci řešení práce proveďte porovnání možných způsobů podávání.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh rotačního podavače.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019.

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména §35 (Užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a §60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Uher

Adresa trvalého pobytu autora práce:

B. Martinů 956, 563 01 Lanškroun

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

UHER, L. Vývoj rotačního podavače. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019. 77 s. Diplomová práce, vedoucí práce: Ing. Učeň, O., Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem rotačního podavače, fungujícího na principu odstředivé síly, který podává polymerové trubičky. Práce začíná úvodem do problematiky skrze rešeršní část, zabývající se vybranými způsoby dopravy v průmyslu, pokračuje popisem navrženého zařízení a funkcí jeho dílčích částí, dále jsou provedeny nezbytné pevnostní a návrhové výpočty. V neposlední řadě práce obsahuje kapitoly věnující se bezpečnostním opatřením při provozu a také provádění servisních úkonů pro prodloužení technického života zařízení. Součástí návrhu rotačního podavače je i výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

UHER, L. Development of the rotary feeder. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of production machines and design, 2019. 77 Diploma Thesis, supervisor of thesis: Ing. Učeň, O., Ph.D.

The Diploma thesis deals with design of rotary feeder, which is functioning on the principle of centrifugal forces, the feeder feeds polymer tubes. The thesis begins with an introduction to the issue through the recherche, dealing with selected methods of industrial transportation, continues with description of designed feeder and functions of its components, and the necessary projection calculations are carried out. Last, but not least, the work includes topics about process safety measures, as well as the implementation of service tasks to prolong technical life of the equipment. Technical drawing documentation is also part of the thesis.

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitých značek a symbolů | 10 |
| Úvod | 13 |
| 1 Rešerše | 14 |
| 1.1 Průmyslová doprava materiálu | 14 |
| 1.2 Rozdělení dopravních zařízení | 15 |
| 1.3 Vibrační dopravníky | 16 |
| 1.3.1 Vibrační kruhové podavače | 16 |
| 1.4 Rotační kruhové podavače | 18 |
| 1.5 Porovnání | 19 |
| 1.6 Patenty | 21 |
| 1.7 Rotační podavače a jejich výrobci na trhu | 24 |
| 1.7.1 FT-40-RD Centrifugal Feeder | 25 |
| 2 Specifikace zadání | 26 |
| 3 Popis navrženého zařízení | 27 |
| 3.1 Středové uložení | 29 |
| 3.2 Pohon | 30 |
| 3.3 Mísa | 31 |
| 3.4 Nakloněný talíř | 33 |
| 3.5 Rám | 34 |
| 3.6 Diagonální rám | 35 |
| 3.6.1 Snímání zásoby | 35 |
| 3.6.2 Polohování | 36 |
| 3.7 Vyvádění | 37 |
| 4 Konstrukční výpočty | 38 |
| 4.1 Výpočet otáček a momentu | 38 |
| 4.2 Stanovení potřebného výkonu | 43 |
| 4.3 Volba převodového motoru | 43 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.4 | Návrh řetězového převodu..... | 44 |
| 4.4.1 | Volba počtu zubů řetězových kol..... | 48 |
| 4.4.2 | Výpočet roztečných průměrů řetězových kol | 49 |
| 4.4.3 | Pevnostní kontrola řetězu..... | 49 |
| 4.4.4 | Stanovení počtu článků a délky řetězu..... | 52 |
| 4.4.5 | Volba provedení válečkového řetězu | 54 |
| 4.4.6 | Montáž řetězu..... | 54 |
| 4.5 | Kontrola těsného pera | 54 |
| 4.6 | Kontrola hřídele | 58 |
| 4.6.1 | Průřez s drážkou pro těsné pero | 58 |
| 4.6.2 | Nejužší průřez hřídele | 59 |
| 4.7 | Pevnostní kontrola čepu v kloubu..... | 61 |
| 4.7.1 | Kontrola na tlak..... | 61 |
| 4.7.2 | Kontrola na smyk | 63 |
| 4.8 | Výpočet životnosti ložisek..... | 63 |
| 4.8.1 | Výpočet statické únosnosti ložisek | 64 |
| 4.8.2 | Výpočet základní trvanlivosti ložisek | 65 |
| 5 | Provozní doporučení | 66 |
| 5.1 | Bezpečnost | 66 |
| 5.1.1 | Místo č. 1 - Mezera mezi mísou a nepohyblivým lemem | 66 |
| 5.1.2 | Místo č. 2 – Mezera mezi talířem a mísou | 67 |
| 5.1.3 | Místo č. 3 – Řetězový převod | 68 |
| 5.1.4 | Další podmínky bezpečného provozu zařízení: | 69 |
| 5.2 | Pravidelná údržba | 70 |
| 5.2.1 | Řetězový převod..... | 70 |
| 5.3 | Náhradní díly | 71 |
| 6 | Závěr | 73 |
| 7 | Seznam použitých pramenů | 74 |

| | | |
|---|--------------------|----|
| 8 | Seznam příloh..... | 76 |
|---|--------------------|----|

Seznam použitých značek a symbolů

| Značka | Název | Jednotka |
|-----------------|---|----------------------|
| A_P | mezosová vzdálenost | [mm] |
| A_{SK} | skutečná mezosová vzdálenost | [mm] |
| B_L | šířka ložiska | [mm] |
| b | šířka těsného pera | [mm] |
| C | základní dynamická únosnost ložiska | [N] |
| C_0 | základní statická únosnost ložiska | [N] |
| D | průměr rotační mísy | [m] |
| D_1, D_2 | roztečný průměr řetězového kola | [mm] |
| D_L | vnější průměr ložiska | [mm] |
| d | průměr hřídele | [mm] |
| d' | minimální průměr hřídele | [mm] |
| $d_{\check{c}}$ | průměr čepu | [mm] |
| d_L | vnitřní průměr ložiska | [mm] |
| e | vzdálenost od osy | [mm] |
| F | obvodová síla | [N] |
| F_1 | síla v tažné větvi řetězu | [N] |
| F_2 | zatěžující síla těsného pera | [N] |
| F_C | tahová složka odstředivé síly | [N] |
| $F_{\check{c}}$ | síla působící na čep | [N] |
| F_M | tahová složka od tíhy řetězu | [N] |
| F_{PT} | síla při přetržení řetězu | [N] |
| F_R | radiální síla | [N] |
| F_A | axiální síla | [N] |
| F_S | střižná síla | [N] |
| f_0 | součinitel axiálního zatížení ložiska | [1] |
| g | tíhové zrychlení | [m·s ⁻²] |
| h | výška těsného pera | [mm] |
| $h_{\check{R}}$ | průhyb řetězu | [m] |
| J_C | moment setrvačnosti rotujících částí | [kg·m ²] |
| J_Z | kvadratický moment průřezu | [mm] |
| k | součinitel hustoty trubiček na podávací trase | [1] |
| k_S | statická bezpečnost | [1] |

| | | |
|------------|--|----------------------|
| L | délka řetězu | [mm] |
| L_{10h} | základní trvanlivost radiálního ložiska | [h] |
| l | celková délka těsného pera | [mm] |
| l' | účinná délka pera | [mm] |
| l_{Tr} | délka trubičky | [m] |
| M_C | celkový potřebný moment | [N·m] |
| M_D | dynamický moment | [N·m] |
| M_K | výstupní krouticí moment | [N·m] |
| M_T | třecí moment v ložiskách | [N·m] |
| m_{1m} | hmotnost 1 metru řetězu | [kg] |
| m_{6006} | axiální zatížení ložiska 6006 | [kg] |
| m_{6018} | axiální zatížení ložiska 6018 | [kg] |
| m_P | hmotnost pohonu | [kg] |
| n | výstupní otáčky | [s ⁻¹] |
| n_1 | jmenovité otáčky motoru | [min ⁻¹] |
| n_2 | výstupní otáčky motoru | [min ⁻¹] |
| n_L | otáčky ložiska | [m·s ⁻¹] |
| n_{Tr} | zadaný počet dopravených trubiček za časový interval | [1] |
| P | rozteč řetězu | [mm] |
| P_D | diagramový výkon | [W] |
| P'_D | korigovaný výkon | [W] |
| P_E | ekvivalentní dynamické zatížení ložiska | [N] |
| P_M | výkon motoru | [W] |
| P_V | potřebný výstupní výkon pohonu | [W] |
| p_1, p_2 | tlak působící na čep | [MPa] |
| p_D | dovolený tlak | [MPa] |
| p_{D2} | dovolený tlak těsného pera | [MPa] |
| p_S | směrný tlak v kloubu řetězu | [MPa] |
| p_V | měrný tlak v kloubu řetězu | [MPa] |
| p_w | exponent modifikované Wöhlerovy křivky | [1] |
| R_1 | střední poloměr vnitřních rotujících částí | [m] |
| R_2 | střední poloměr vnějších rotujících částí | [m] |
| S | plocha kloubu válečkového řetězu | [mm ²] |
| S_H | průřez hřídele v nejužším místě | [mm ²] |
| S_P | plocha těsného pera | [mm ²] |

| | | |
|---------------|---|------------------------|
| s | dráha uražená za zadaný čas na výstupu podavače | [m] |
| s_1, s_2 | šířka plochy působení tlaku | [mm] |
| t | čas rozběhu na provozní otáčky | [s] |
| t_l | hloubka drážky pera v náboji | [mm] |
| t_P | zadaný časový interval | [s] |
| u | převodový poměr | [1] |
| u_{SK} | skutečný převodový poměr | [1] |
| v | výstupní rychlost podávaných součástí | [m·s ⁻¹] |
| $v_{\dot{R}}$ | rychlost řetězu | [m·s ⁻¹] |
| W_K | průřezový modul v krutu | [mm ³] |
| X | koeficient radiálního zatížení ložiska | [1] |
| $X_{\dot{R}}$ | počet článků řetězu | [1] |
| Y | koeficient axiálního zatížení ložiska | [1] |
| Y_R | činitel rázů | [1] |
| z_1, z_2 | počet zubů řetězového kola | [1] |
| z_{MIN} | minimální počet zubů | [1] |
| ε | úhlové zrychlení | [rad·s ⁻²] |
| λ | činitel tření | [1] |
| μ | činitel mazání | [1] |
| μ_L | konstantní součinitel tření ložiska | [1] |
| π | Ludolfovo číslo | [1] |
| ρ | činitel vzdálenosti os | [1] |
| τ_S | smykové napětí | [MPa] |
| τ_{DK} | dovolené napětí v krutu | [MPa] |
| τ_{DS} | dovolené napětí ve smyku | [MPa] |
| τ_K | napětí v krutu | [MPa] |
| φ | činitel provedení řetězu | [1] |
| χ | činitel výkonu | [1] |
| ω | úhlová rychlost rotační mísy | [rad·s ⁻¹] |
| FDA | Food & Drug Administration | |
| SW | Software | |

Úvod

Předmětem této diplomové práce je návrh konstrukčního řešení rotačního podavače, pro podávání specifické součásti ve tvaru trubičky – jedná se o dopravu kusové hmoty. Navržené zařízení je schopné součástky orientovat do jednotné polohy, ve které součásti vystupují z podavače, a tím je zajištěna plynulá dodávka součástí.

K zadání práce jsem se dostal ve firmě JCEE s.r.o., která se již přes 25 let zabývá vývojem a výrobou jednoúčelových strojů pro elektrotechnický a automobilový průmysl. Zadání pro rotační podavač vychází z potřeby zvýšení rychlosti dodávání součástí v rámci technologie úpravy polymerových smršťovacích trubiček používaných jako ochrana pro elektrické kabely. Navržené zařízení by mělo být schopné kapacitou dodávky nahradit současně používaný vibrační podavač. Firma si vždy podavače kupovala, ale protože se staly poměrně opakovaně pořizovaným zbožím a pro některé součásti byl vibrační podavač neefektivní, vzešel požadavek na vývoj vlastního prototypu podavače, který bude rychlejší a tím pádem zajistí větší kapacitu.

Téma mě zaujalo jednak tím, že jsem v něm spatřil jistou podobnost se zadáním mé předchozí bakalářské práce, kde se jednalo o návrh odvíjecího zařízení cívky drátu, a tím pádem šlo stejně jako v tomto případě o návrh zařízení jehož primárním pohybem je rotace. A ještě více mě zadání zaujalo skutečností, že se již na první pohled jedná o složitější zařízení, než které jsem řešil v již zmíněné bakalářské práci, což pro mě bylo výzvou.

V diplomové práci jsou ze začátku hlavní textové části popsány vybrané průmyslové podavače, eventuálně vhodné pro zadanou součást. Popsal jsem principy funkce, výhody, nevýhody, zhodnocení a porovnání dvou různých způsobů podávání, resp. současného podávání pomocí vibračního podavače, které má být nahrazeno podáváním pomocí řešeného rotačního podavače. Zpracoval jsem konstrukční návrh podložený technickou zprávou s nezbytnými návrhovými výpočty, provedl jsem kontrolní pevnostní výpočty klíčových a kritických uzlů, a v neposlední řadě jsem zpracoval výkresovou dokumentaci.

1 Rešerše

1.1 Průmyslová doprava materiálu

Manipulace s materiálem je neoddělitelnou součástí každého technologického procesu. Má významný vliv na kvalitu, ekonomičnost a bezpečnost práce ve strojírenství a dalších oborech.⁶

Konec konců právě dopravníky byly historicky jednou z prvních automatizačních komponent hromadné sériové výroby. Jistě si každý vzpomene na všeobecně známou historku o Henry Fordovi, kterému pouze zavedení v té době pokrokové pásové výroby umožnilo výrazně zvýšit rychlost a snížit náklady na výrobu legendárního automobilu Ford T, který si pak mohlo dovolit koupit více lidí než doposud a tím dostalo USA přezdívku "země na kolech". Moderní dopravníky tak již oslavují více jak 100 let existence a postupně se neustále vylepšují s tím, jak jsou vyvíjeny a zdokonalovány materiály, elektronika a řídicí systémy. Nicméně první prostředky připomínající dopravníky již existovaly už v antice, středověku a renesanci – tedy daleko před průmyslovou revolucí – buď, jako nepoháněné nebo poháněné lidskou, zvířecí, větrnou nebo vodní energií. Například lze zmínit různé šrotovací stolice v mlýnech, posun plátna tkalcovských stavů, hornické vozíky, výtahy a šlo by dále rozšiřovat tento výčet. I přeprava velkých kvádrů jejich podkládáním dřevěnými válečky při stavbě pyramid ve starém Egyptě, by se dala považovat za předchůdce nepoháněného válečkového dopravníku.⁹

Na úvod si dovolím uvést některé základní informace týkající se dopravy v průmyslu a potažmo průmyslových dopravníků. Dopravní zařízení je dle ČSN 260001 zařízení určené k přemísťování nákladu, který je na zařízení přiveden jiným mechanismem nebo ručně, při přemísťování se obvykle nemění jeho fyzikální vlastnosti a struktura. Podstatná část zařízení je v klidu, pohybuje se náklad a část zařízení – unášecí prostředek. Unášecí prostředek se pohybuje s nákladem, přenáší zatížení od nákladu do nosné konstrukce a předává nákladu energii potřebnou k pohybu. Tažný prostředek je část dopravníku předávající energii z pohonu na unášecí prostředek. V některých případech, např. dopravní pás, unášecí a tažný prostředek jsou identické. Dopravní zařízení jsou spojena s dopravou plynulou ať už s plynulým tokem materiálu (sypké materiály) nebo v pravidelných dávkách (sypké i kusové hmoty). Dopravní zařízení se dají rozdělit z několika hledisek např. podle unášecího prostředku, konstrukčního uspořádání apod.⁶

1.2 Rozdělení dopravních zařízení

Pro účel této práce zde uvedu rozdělení poněkud zjednodušené:⁷

- Dopravníky
 - S tažným prvkem
 - Pásové dopravníky
 - Lano-pásové dopravníky
 - Řetězové dopravníky
 - Korečkové elevátory
 - Podvěsné dopravníky
 - Hřeblové dopravníky
 - Článekové dopravníky
 - Bez tažného prvku
 - Šnekové dopravníky
 - Vibrační dopravníky
 - Rotační dopravníky
- Dopravní tratě
 - Poháněné
 - Nepoháněné, gravitační
- Doprava vlastní tíhou
 - Skluzy přímé
 - Skluzy šroubovicové
- Doprava v potrubí
 - Hydraulická
 - Pneumatická

Každý typ má svá provozní specifika a se hodí se pro určité typy, konzistence, balení, velikosti a hmotnosti dopravovaného produktu. Výběr vhodného provedení pro konkrétní aplikace je pak záležitost vyžadující určité zkušenosti. Špatná volba má obvykle za následek praktické nesplnění požadavků na rychlost, spolehlivost přepravy, a hlavně životnost dopravníku, která musí být obvykle i v řádu desítek let. Správně zvolený typ, provedení a kvalita materiálů je tak pro konstrukci každého dopravníků zcela klíčová.⁶

Abych mohl přistoupit blíže k problematice řešené v rámci této práce, budu dále blíže popisovat dva typy dopravníků, a to vibrační a rotační.

1.3 Vibrační dopravníky

Vibrační dopravníky se používají při hromadné manipulaci s materiálem od jednoho technologického bodu, k druhému. Jsou schopny přepravit materiál pomocí přesně nastavených vibrací, které jsou generovány zdrojem vibrací, nejčastějším zdrojem je elektromagnetický pohon, ale existují i další vibrační pohony, např. pneumatické, rotační nevývažkové vibrátory a rotační mikrovibrátory. Mezi nejběžnější funkce vibračních dopravníků patří: podávání, třídění a prosévání. Jejich použití je vhodné zejména v případech, že uživatel chce přepravovat materiál bez rizika jeho poškození.¹⁰

1.3.1 Vibrační kruhové podavače

Jednou ze specifických podkategorií vibračních dopravníků jsou vibrační kruhové podavače (příp. vibrační kruhové zásobníky). Vibrační kruhové podavače jsou poměrně nedávnou novinkou. Myšlenka pochází z USA, kde získal na toto zařízení patent jistý Mario Thomas Sgriccia, bylo to v roce 1950. Jím navržené zařízení mělo pochopitelně řadu nedokonalostí, na druhou stranu bylo odolné a poměrně jednoduché. Nicméně bylo používáno konzistentně až do šedesátých let, převážně v těžebním průmyslu. Během šedesátých let proběhl určitý pokrok inovováním Sgricciova původního modelu a byl představen elektromagnetický vibrační podavač. Tento podavač byl energeticky účinnější, odlehčený a byl schopen mnohem větší produktivity. Ale zařízení bylo dost hlasité, a ne tak odolné jako předchozí model. Další vývoj tohoto typu podavače probíhá až do dnešního dne a díky změnám, jako jsou kryty pro omezení hluku a trvanlivější materiály, je vibrační kruhový podavač poměrně známý a rozšířený.¹⁰

Vibrační kruhový podavač se skládá z několika hlavních částí. Tou první je samotný zdroj vibrací, a sice vibrační pohon. Vibrace se dále přenáší na mísu, ve které se nachází dostatečná zásoba součástí. Zásoba bývá pravidelně doplňována, např. násypkou. Nejčastěji se lze setkat s kónickou nebo válcovou mísou. Uvnitř mísy se pak nachází vodící dráha, po které se pohybují vibracemi rozpořhybované dopravované součásti. Dráha může být do jisté míry upravena tvaru součástí tak, aby se samotným pohybem po ní orientovaly do jednotné polohy. Dalšími užitečnými částmi je protihlukové krytí pro snížení celkové hlučnosti zařízení a dále také příslušná výbava senzorů pro umožnění správného chodu zařízení.

Vibrační podavače se používají nejčastěji pro zpracovávání a orientování malých částí, jako jsou např. podložky, o-kroužky, ložiskové kroužky a další podobné díly. Správné orientace dílu je možné dosáhnout při pohybu dílu po vnitřní stěně zásobníku, která je opatřena spirální vodící lištou.



Obr. 1 - Vibrační kruhový podavač ¹⁸

Funkce zásobníků spoléhá na mechanický pohyb, resp. na chování součástky při vibracích. Cílem je vibracemi dosáhnout pohybu součástky (součástek) po dráze podavače tak, aby byly všechny součástky na konci dráhy stejně orientované, případně aby byly separovány a vráceny zpět nesprávně orientované díly, a bylo je tak možné dopravit k následující technologické operaci. Zakřivené či tvarově upravené prvky, které jsou součástí zásobníku a slouží k orientaci součástek, využívají k orientaci nejen tvar součástek, ale většinou také pozici jejich těžišť ve vztahu ke středům součástek jako těles. Zásobníky skvěle fungují zejména pro rotačně symetrická tělesa s váhou vychýlenou k jedné straně. Ovšem využití najdou i pro součásti složitějších tvarů. Na druhou stranu nejdou využít v případech, kdy orientace závisí např. na barvě. Dráhy kruhových zásobníků jsou navrhovány pro každý typ součástky zvlášť, případně je možné prvky pro orientaci po výměně nebo seřízení použít pro mírně odlišné součásti.

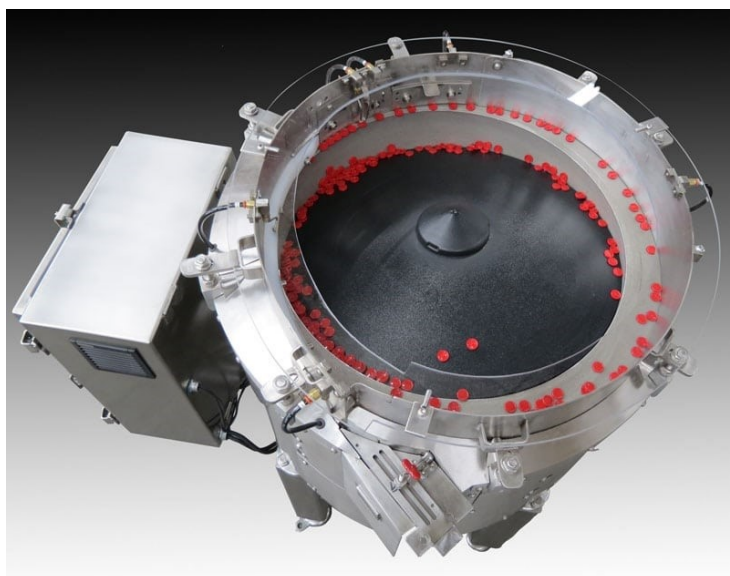
Miska i dráha mají zpravidla speciální povrchovou úpravu, která má minimalizovat poškození dopravovaného materiálu, zlepšit trakci dopravy a snížit hlučnost zásobníku. Regulátor rychlosti pak umožňuje nastavit frekvenci vibrací zásobníku a tím také rychlost pohybu dílů k výstupu podavače.

Vibrační podavače nabízejí mnoho výhod a v průmyslově dopravních aplikacích jsou jedním z nejúčinnějších a nákladově nejefektivnějších alternativ pro manuální práci. Jsou schopné pracovat naprosto automaticky, prakticky bez nutnosti obsluhy. Díky tomu, že nemají žádné pohyblivé části, kromě vibrující pohonné jednotky, se méně často porouchají.

1.4 Rotační kruhové podavače

Rotační podavače, využívající na rozdíl od vibračních podavačů působení rotačního pohybu, jsou ještě o několik desítek let mladší než vibrační podavače. První patenty jsou datovány do 90. let 20. století. Nelze říci, že by k tomuto typu zařízení existovala výrazně podobná alternativa, nicméně kruhové podavače s vibračním pohonem, popsané v předchozí kapitole, jsou nejbližší alternativou i přesto, že princip funkce je odlišný. Princip funkce je o něco složitější než v případě rotačního podavače a spočívá v tom, že uvnitř rotující mísy je šikmo uložený talíř, který rotuje okolo mírně vychýlené osy, obvykle jde o vychýlení v jednotkách stupňů. Talíř tak tvoří de facto dno mísy a svým pohybem vůči míse vynáší díky působení odstředivých sil dopravované součástky na obvod mísy, po kterém jsou vedeny a pomocí vhodně tvarovaných vodících prvků dochází k cílené orientaci součástí do jednotné polohy a následně vyvážení ven ze zásobníku na dráhu, kde jsou součástky řazeny lineárně za sebe dopravovány k další technologické operaci.

Rotační podavače pracují v relativně vysokých rychlostech, resp. otáčkách a lze u nich dosáhnout celkové rychlosti na výstupu ze zařízení běžně okolo 50 [m/min] nebo více, omezení je pak dáno robustností daného zařízení. Pokud bude zařízení navrženo dostatečně robustně, je možné dosáhnout i velmi vysokých rychlostí podávání. Většina výrobců uvádí rychlosti v rozmezí 50-80 [m/min]. Právě rychlost podávání je jich silnou stránkou. Rotační podavače pracují bez vibrací, čímž jsou přijatelnější pro ty uživatele, kteří se v dlouhodobém horizontu obávají spolehlivosti vibračních podavačů.



Obr. 2 - Rotační kruhový podavač ¹⁹

Hlavní nevýhodou rotačního podavače je, že s ním není možné orientovat tvarově rozmanité součásti, zejména proto, že pohyb dílů je velmi rychlý a tím pádem musí proběhnout orientace dílů za výrazně kratší čas. Ovšem pro tvarově jednodušší součásti, a ještě lépe pro součásti rotačního tvaru, může být rotační podavač skvělou a efektivní volbou. Pokud je podavač použit pro tvarově složitější součástky, jsou někdy navíc potřeba trysky se stlačeným vzduchem pro odstranění nesprávně orientovaných součástí z vodící dráhy uvnitř mísy zásobníku, zatímco u vibračního podavače jsou vzduchové trysky vyžadovány pouze příležitostně. Jejich použitím samozřejmě narůstá cena zařízení. Provozní náklady rotačního podavače jsou tedy často nákladnější ve srovnání s vibračním podavačem.

Další nevýhodou rotačního podavače je, že kvůli odstředivé síle vyvolávané z důvodu otáčejícího se kotouče mohou být dopravované části hozeny jednak proti sobě a pak také ke stěně podavače. To může mít za následek poškození či poškrábání dílů, zejména pokud se jedná o díly vyrobené z křehkého materiálu. Avšak při návrhu rotačního podavače lze těmto nežádoucím jevům předejít.

1.5 Porovnání

V této kapitole se pokusím srovnat oba typy podavačů, které jsem popsal v předchozích kapitolách.

Tab. 1 - Porovnání ⁸

| | Vibrační podavač | Rotační podavač |
|--|--------------------------|--|
| Maximální rychlost podávání | 12-15 [m/min] | 50-80 [m/min] (možné více) |
| Možnost regulace rychlosti | Regulováním frekvence | Regulováním otáček |
| Možnosti orientace součástí z hlediska tvaru | Tvarově složité součásti | Tvarově jednodušší součásti |
| Elektrický proud | 1-fázový | 3-fázový |
| Možnost poškození součástí | Nehrozí | Hrozí u křehkých součástí |
| Zásobní kapacita | Vysoká | Střední |
| Variabilita dopravovaných dílů | Vysoká | Omezená Dle možnosti výměny vodících elementů |
| Nároky na údržbu | Zanedbatelné | Zanedbatelné |
| Hlučnost | Vysoká | Nízká |

Hlavní předností rotačního podavače je rychlost podávání, která je zhruba čtyřikrát až pětkrát vyšší. Rotační podavač navíc umožňuje lepší regulaci rychlosti, protože je možné měnit otáčky, které výrazně tuto výstupní rychlost ovlivňují, naproti tomu u vibračního podavače je možné měnit frekvenci vibrací, která sice také ovlivní výstupní rychlost, ale nenabízí takový rozsah regulace. Proto je možné u rotačního podavače lépe optimalizovat rychlost podávání. Na druhou stranu má vibrační podavač tu výhodu, že je lépe uzpůsobený k podávání tvarově složitějších součástí, protože vibrace umožňují snadnější orientaci. Naopak rotační podavač je efektivní použít spíše pro jednodušší součásti, které jsou symetrické nebo mají rotační tvar (např. kroužky, matice, válečky, trubičky apod.). Jedním z důvodů, proč rotační podavač není vhodný k orientaci složitých dílů je ten, že právě kvůli vysoké rychlosti otáčení zbývá výrazně méně času k orientaci dílu. Svou roli hraje i velikost součástí, pro velmi malé součásti je efektivnější vibrační podavač. Pokud zde zmiňuji velmi malé součásti, jedná se o rozměrech menších než 10 [mm]. Pokud se podíváme na srovnání z hlediska šetrnosti obou typů podavačů k dopravovaným součástkám, pak zde lépe vychází vibrační podavač, který se hodí i pro součásti, které jsou náchylné k poškození. Při použití vibračního podavače je dobré vyhnout se dopravování křehkých nebo velmi měkkých dílů, u kterých by mohly vzniknout praskliny nebo otlačeniny. Případně hrozí poškrábání u lesklých dílů, které by se mohly vzájemným pohybem o sebe třením poškodit. Oba podavače mají uvnitř mísy nahromaděnou určitou zásobu součástí, která se pravidelně dosypává, nejčastěji násypkou umístěnou vedle podavače. U rotačního podavače pak tato zásoba ubývá zpravidla rychleji, takže je třeba dosypávat zásobu častěji. Někdy může být hodnotícím kritériem univerzálnost podavače ve smyslu schopnosti podávání několika typů součástí. Zatímco rotační podavače jsou často konstruovány jednoúčelově pro konkrétní součást, vibrační podavač je o něco univerzálnější. Ovšem určitou míru univerzálnosti mají oba typy. Především záleží na možnostech nastavení nebo výměny polohovacích prvků, které mají zajistit správnou orientaci součástí. Oba typy podavačů lze označit za nízko údržbová zařízení, která mimo pravidelných plánovaných kontrol zaměřených na klíčové uzly nevyžadují náročnou údržbu.



Obr. 3 - Rotační podavač s násypkou²⁰

Obecné výhody rotačního podavače:

- Vysoká rychlost, možnost regulace rychlosti podávání podle potřeby
- Orientace dílů do požadované polohy
- Minimální riziko zaseknutí dílu
- Použití pro potravinářský průmysl
- Nízká úroveň hlučnosti
- Čisté a nízko-údržbové zařízení
- Použití pro typologicky odlišné součásti (po změně prvků zajišťujících orientaci)

1.6 Patenty

Podávací zařízení, které je předmětem této práce, má podobnosti se dvěma nalezenými patenty, proto v této kapitole oba patenty stručně popisují obsah patentů. Kompletní dokumentace k patentům je k dispozici v přílohách.

1.6.1 Centrifugal Feeder

Číslo patentu: 5954185

Datum patentu: 21. září 1999

Autoři: Michael Eshelman, George Harrison, Jack Roach, Chad Roberts,
Brian Karp, David Pugh, Sean Coombs

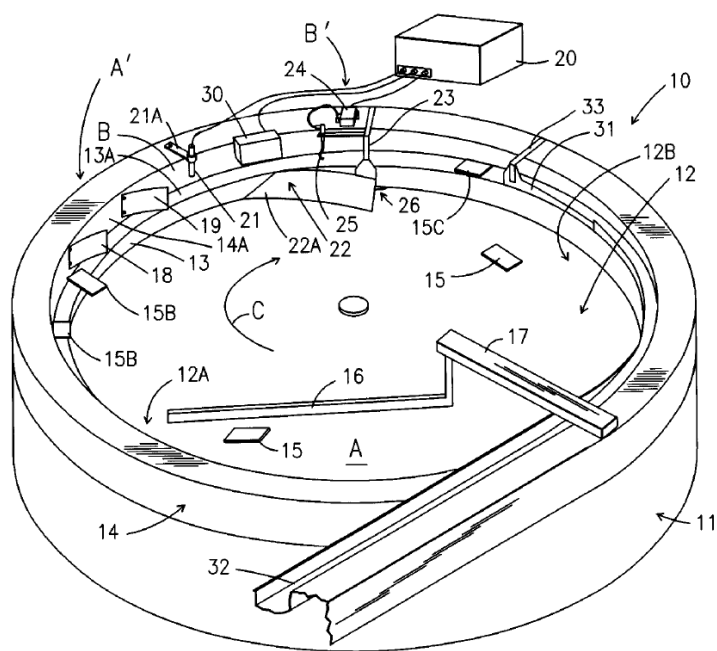
Zmocněnec: Sims Machine & Controls, Inc.,
Brooksville, Florida, USA

Popis:

Tento patent s názvem, který se dá přeložit jako „odstředivý podavač“, popisuje pouze část rotačního podavače, konkrétně systém polohování a třídění součástí. Daný patent je popsán pro podávání obdélníkových součástí 20

o malé tloušťce materiálu. V dokumentu je popsán systém polohování pomocí mechanických rovnátek, které jsou umístěny staticky na obvodu trasy součástí a kontaktem se součástmi dochází k jejich rovnání, případně shazování z obvodového okraje zpět do mísy, odkud se opakovaně dostávají vlivem rotačního pohybu talíře a působení odstředivé síly na obvodovou trasu. Dále jsou na obvodové trase umístěny optické senzory, které detekují, zda jsou součásti obráceny správnou stranou nahoru. To je zjišťováno díky tomu, že součásti mají jednu stranu lesklejší a druhou naopak matnější. Špatně otočené součásti, jsou pak taktéž vráceny zpět do zásobní mísy.

Tento patent nepopisuje způsob pohánění podavače, uložení otočných částí ani konstrukci mechanismu s nakloněným talířem.

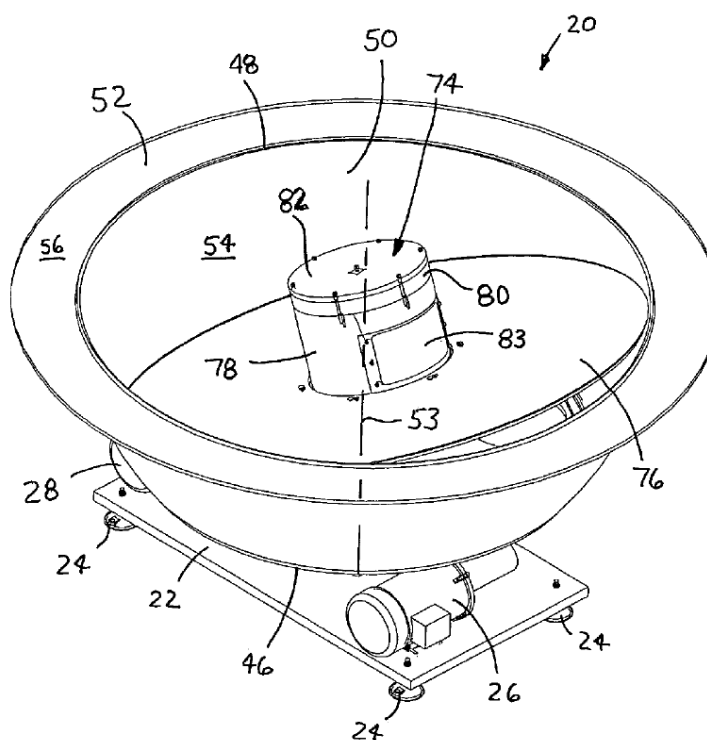


Obr. 4 - Odstředivý podavač ¹⁶

1.6.2 Rotary Feeder

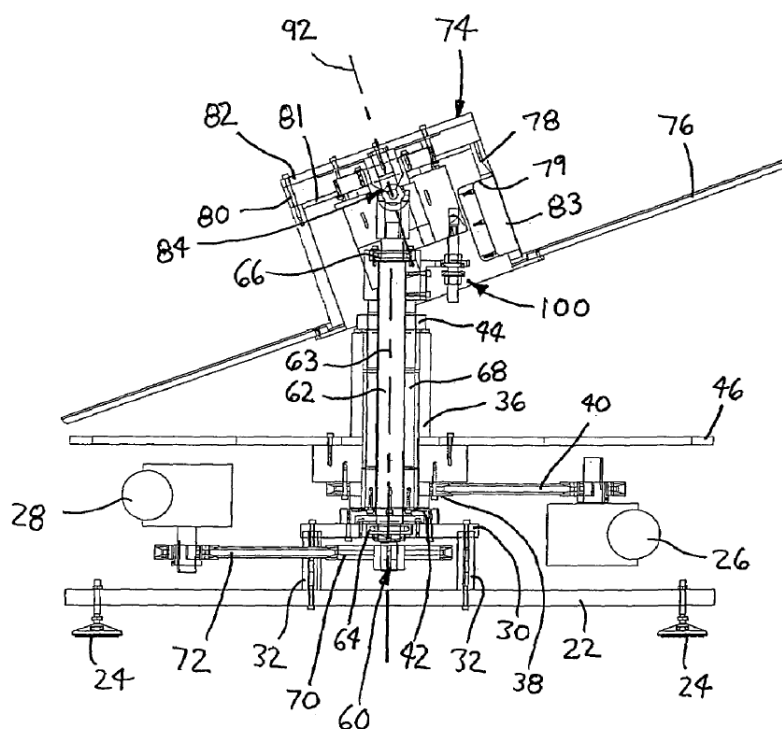
Číslo patentu: 7472782 B2
Datum patentu: 6. ledna 2009
Autor: Scott R. Corbin
Elgin, Illinois, USA 21

Popis: Druhý z patentů nese název „rotační podavač“. Popisuje principiálně stejné zařízení jako předchozí patent, ovšem zde se jedná o něco komplexnější popis skutečně celého zařízení. Předmětem patentu je zde mechanická konstrukce vnitřních částí podavače. Popis pozic je uveden v patentovém dokumentu, který je součástí příloh.



Obr. 5 - Patent rotačního podavače ¹⁷

Na obrázku níže lze v řezu přehledně vidět, jak je zhruba podavač konstruován. Dvojice motorů pohání talíř, resp. mísu – každý celek má svůj vlastní pohon. Převod je řešen řemeny. Lze vidět svislou hřídel, která je spojena kloubem s vrchním talířem, tato hřídel zajišťuje přenos točivého momentu na talíř. Kloub umožňuje natočení talíře. Svislá hřídel prochází větší dutou hřídelí, která je poháněna druhým motorem a přenáší pohyb na rotující mísu.



Obr. 6 - Řez patentovaným zařízením ¹⁷

1.7 Rotační podavače a jejich výrobci na trhu

Na trhu jsem našel hned několik výrobců z oblasti automatizace a průmyslové dopravy, kteří nabízejí ve svém sortimentu rotační podavače, ovšem v drtivé většině případů se jedná o nabídku návrhu a výroby na míru zákazníkovi pro specifický typ součásti, která má být pomocí podavače podávána. Pokud už jsem nějaké informace našel, jednalo se o velice obecné a neurčité informace, z čehož je znát, že konstrukce rotačních podavačů stále není všeobecně známou oblastí a jednotliví výrobci si pečlivě střeží své know-how.

Seznam některých nalezených výrobců:

- Alphamation Ltd., Velká Británie
- RNA Automation Ltd., Velká Británie
- AutomationDevices, Inc., Pensylvánie, USA
- AylesburyAutomation, Velká Británie
- ZBV-AutomationGmbH, Německo
- FeedingConcepts Inc., Indiana, USA
- TAD BowlFeeders, Španělsko
- HoosierFeederCompany, Indiana, USA

Přesto jsem našel alespoň jeden výrobce, zabývající se sériovou výrobou a nabízející celou produktovou řadu rotačních podavačů. Jedno z jeho typizovaných zařízení je popsáno v další podkapitole.

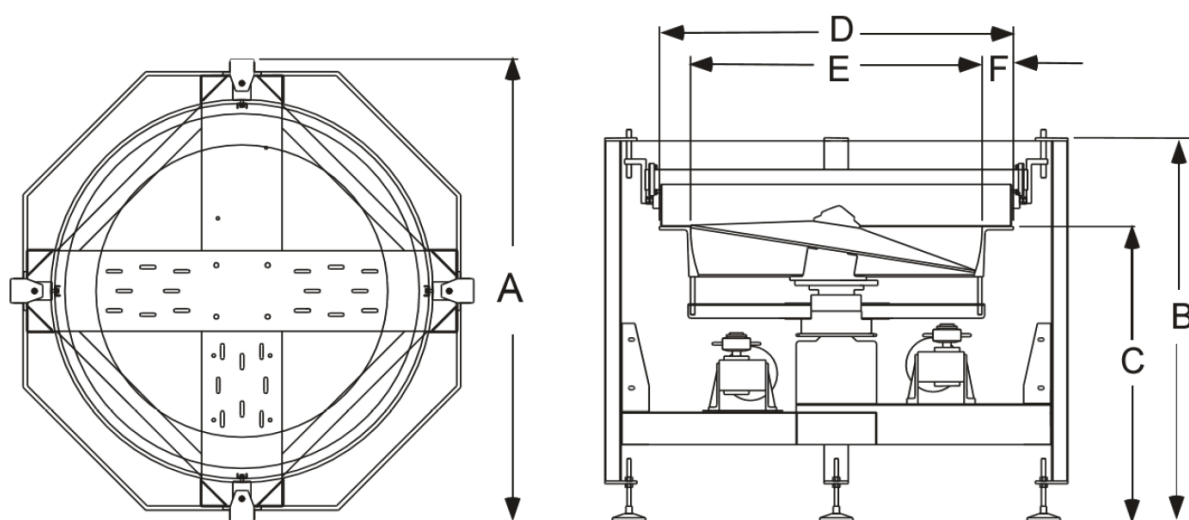
1.7.1 FT-40-RD Centrifugal Feeder

Výrobce: Hoosier Feeder Company, Knightstown, Indiana, USA

Tento výrobce nabízí vlastní řadu rotačních podavačů v různě modifikovaných verzích, jako např. „heavy duty“ provedení do náročných podmínek, potravinářské provedení, varianta pro dopravu podlouhlých součástí atd. Jako příklad zde uvádím parametry konkrétního typu ze standardní řady.

Tab. 2 - Rozměry zařízení ¹¹

| Popis | Zkratka | Rozměr metrický [mm] | Rozměr ANSI [in] |
|---------------------|---------|----------------------|------------------|
| Vnější průměr | A | 1499 | 59 |
| Výška rámu | B | 1194 ± 40 | 47 ± 1,5 |
| Výška vykládání | C | 914 ± 51 | 36 ± 2 |
| Vnější průměr mísy | D | 1104 | 43,46 |
| Vnitřní průměr mísy | E | 921 | 36,25 |
| Šířka okraje | F | 92 | 3,61 |
| Hloubka mísy | G | 137 | 5,40 |



Obr. 7 - Základní rozměry podavače FT-40-RD

Standardní provedení:

- Celá konstrukce z nerezové oceli
- FDA certifikace diskového talíře
- Teflonové povlakování hliníkové mísy

Příplatkové provedení:

- Polykarbonátové kryty
- Pohonný systém se dvěma motory
- Omyvatelné provedení motoru
- Stupeň krytí rozvaděče NEMA 1

Katalogový list je k nahlédnutí v přílohách (PDF s názvem Hoosier FT-40-RD)

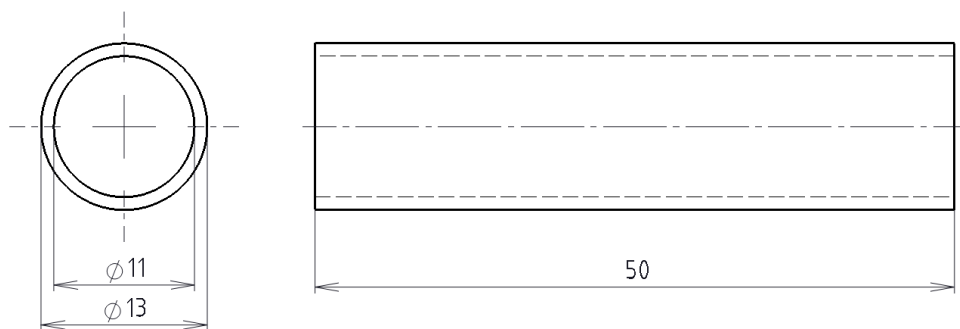
2 Specifikace zadání

Jak jsem již zmínil v úvodu, hlavním cílem diplomové práce byl návrh rotačního podavače. Ten měl být navržen pro jednu konkrétní součást, kterou byla trubička z modifikovaného polyolefinu o průměru 13 [mm], délce 50 [mm] a tloušťce stěny 1 [mm]. Podavač by měl zajistit plynulé podávání trubiček. Hlavními požadavky zadání byla rychlost podávání na výstupu podavače a orientace součástí do jednotné polohy. Rychlost byla zadána jako 600 [ks/min], poloha podélně a naležato.

Na následujících obrázcích je podávaná trubička a její rozměry.



Obr. 8 - Polymerová trubička



Obr. 9 - Rozměry trubičky

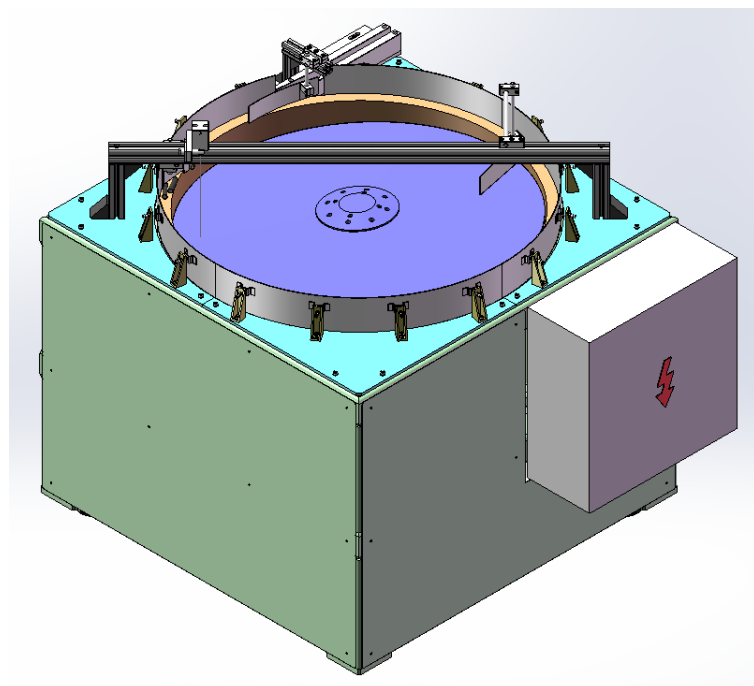
Dále by zařízení mělo splňovat maximální půdorysné rozměry 1,3 x 1,3 [m], které odpovídají dostupnému prostoru v rámci výrobní linky. Zařízení bude provozováno výhradně ve vnitřních prostorech a v běžných podmínkách, bez požadavků na zvýšenou odolnost vůči vnějším vlivům. Rotační podavač musí být vybaven systémem snímání zásoby v zásobníku pro podávání, aby bylo možné detekovat ubývání zásoby podávaných trubiček.

Shrnutí požadavků na zařízení:

- Definovaná rychlost podávání
- Orientace trubiček do jednotné polohy
- Systém snímání zásoby v míse
- Splňuje maximální rozměry celého zařízení
- Snadná seřizovatelnost prvků pro orientaci součástí

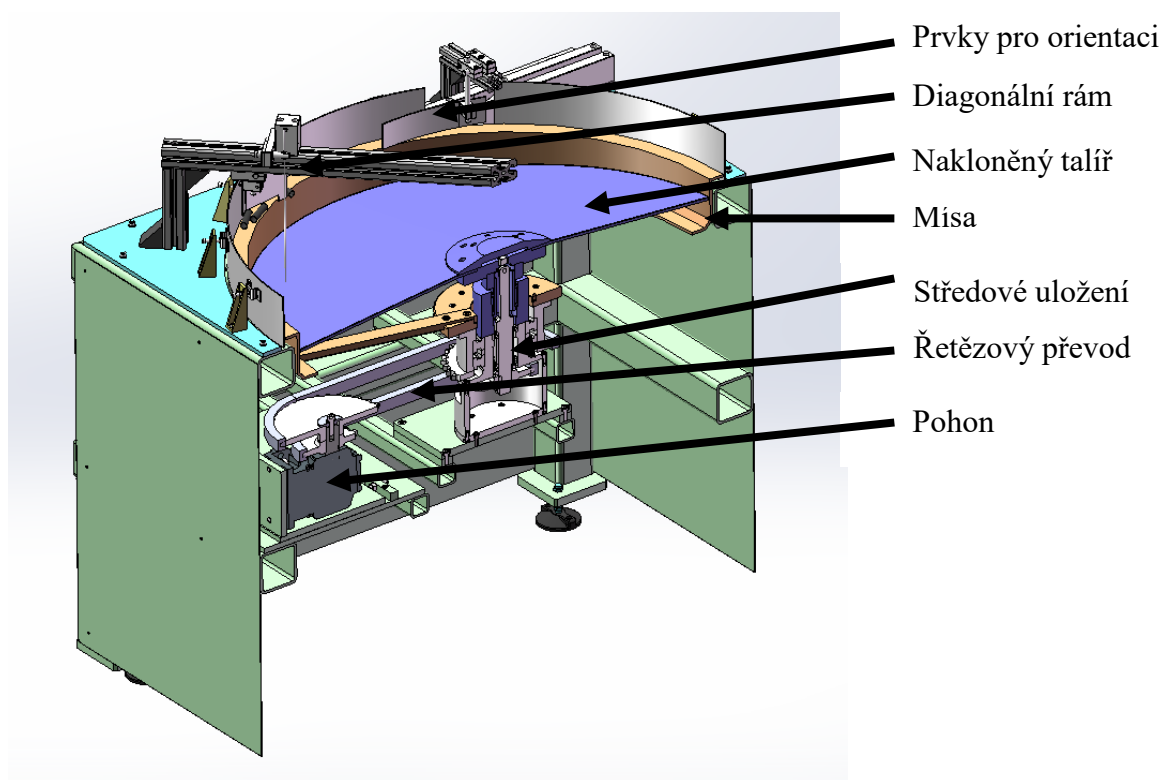
3 Popis navrženého zařízení

Celkové rozměry navrženého podavače jsou 1291,5 x 1083 [mm]. Hmotnost zařízení je 85 [kg]. Podavač se skládá z rámu, který je půdorysně čtvercový. V rámu je zapuštěný nakloněný talíř, který je spolu s rotační mísou poháněný. Každá z těchto součástí má však jinou osu rotace, resp. talíř je o 5 [°] vychýlený vůči míse, která rotuje okolo svislé osy. Jak talíř, tak mísa mají vlastní uložení, které je do jisté míry společné. Pohon už je potom zcela společný, ale je rozveden pomocí dvou řetězových převodů na oba prvky zvlášť.



Obr. 10 - Celková sestava zařízení

V horní části zařízení jsou další prvky pro navádění a orientování součástí. Podrobněji je zařízení popsáno v následujících podkapitolách, po jednotlivých podsestavách.

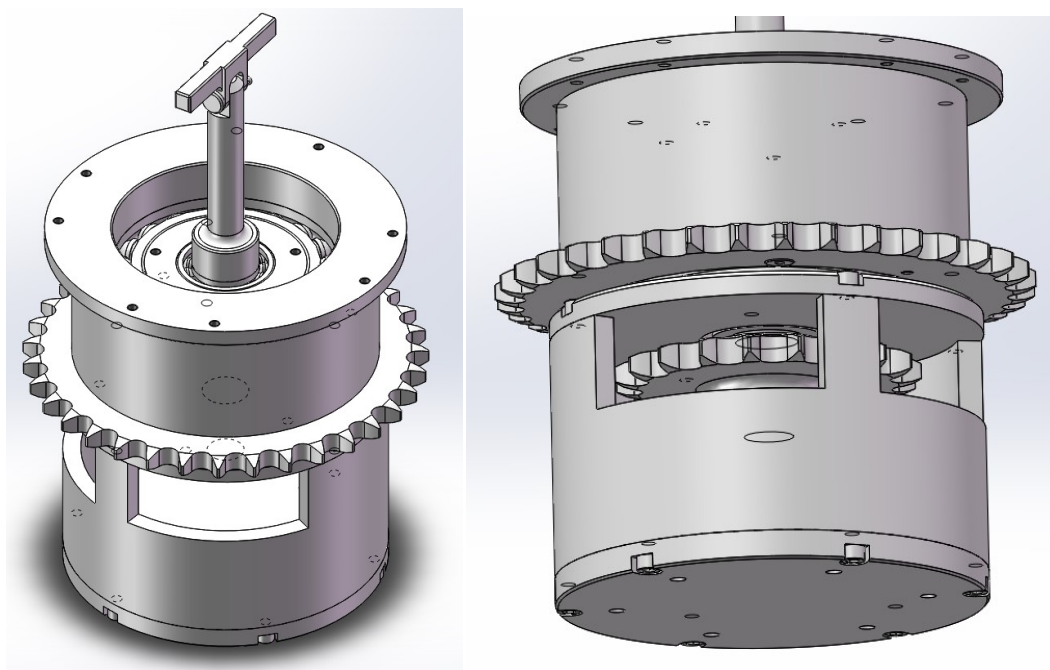


Obr. 11 - Celková sestava v řezu

3.1 Středové uložení

Středové uložení podavače umožňuje hlavní rotační pohyb a skládá se ze tří částí:

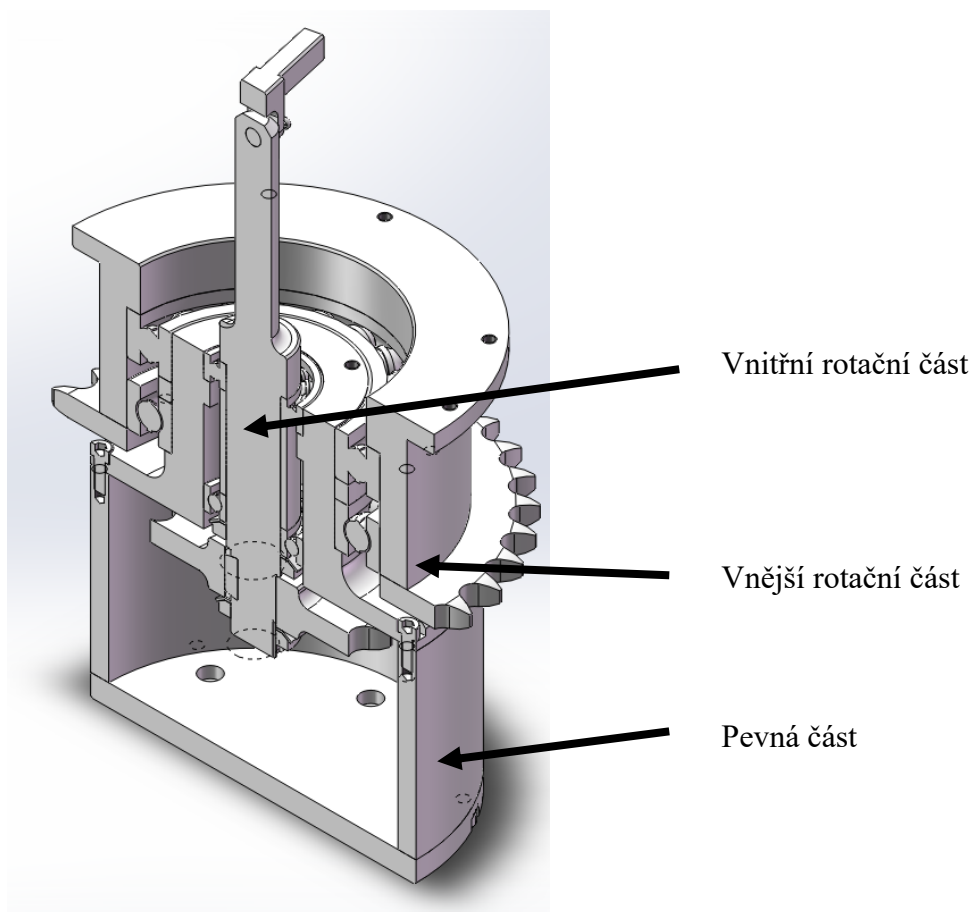
- Pevná část, která je přišroubována k rámu a je statická
- Vnitřní rotační část, je tvořena hřídelí, malým řetězovým kolem a unášecím elementem talíře
- Vnější rotační část, se skládá z příruby uložené na větším páru radiálních ložisek a většího ozubeného kola



Obr. 12 – Sestava uložení

Pevná část je tvořena kruhovou základovou deskou, kterou je celá podsestava spojena s rámem. Nad touto deskou je housing s výřezy pro válečkový řetěz. Uvnitř housingu se nachází menší řetězové kolo o 19 zubech, které je pomocí těsného pera spojeno se svisle uloženou hřídelí a zajištěno KM maticí. Ta je uložena ve vnitřku horní části housingu na dvou radiálních ložiskách. Na horním konci je hřídel spojena, pomocí čepu se závlačkou, s tvarovaným unášecím elementem, kteří přenáší moment na nakloněný talíř.

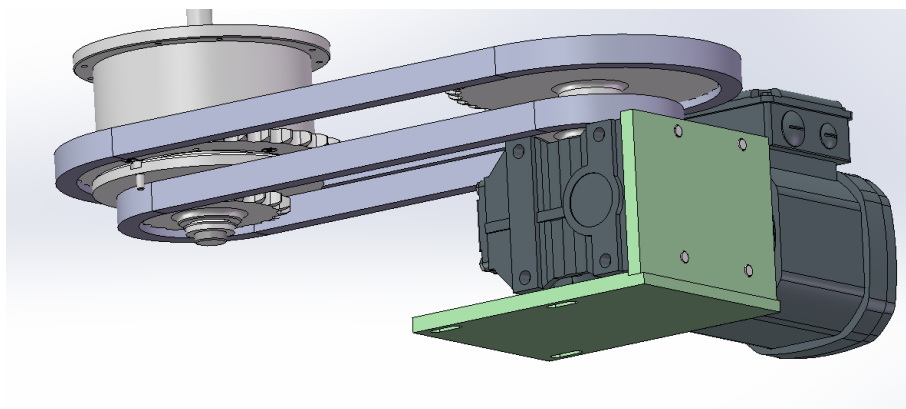
Vnější rotační část je uložena na horní části housingu. Větší řetězové kolo má 35 zubů a s přírubou je spojeno šrouby, přesná poloha je zajištěna pomocí válcových kolíků.



Obr. 13 – Středové uložení v řezu

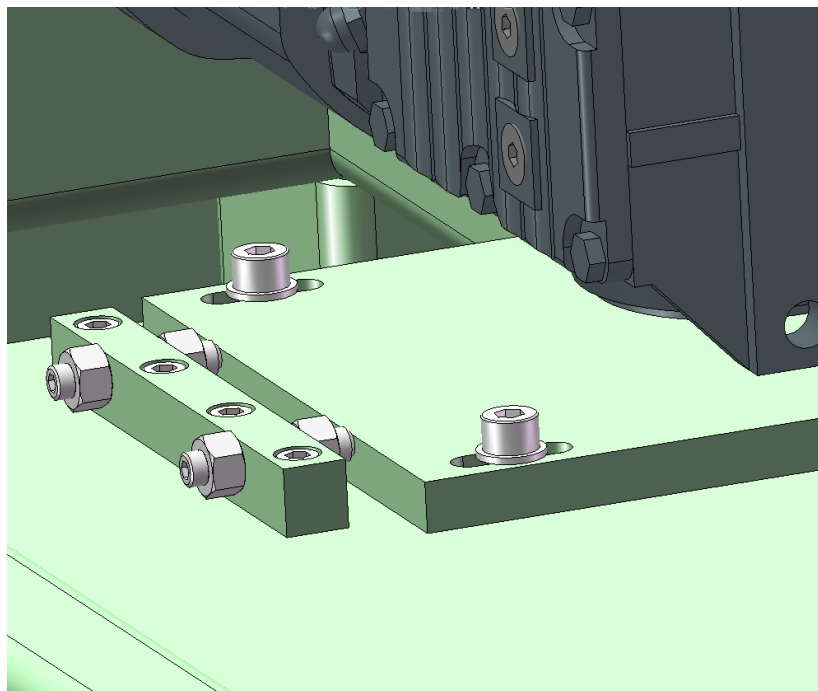
3.2 Pohon

Rotační podavač je poháněn převodovým elektromotorem, který je blíže popsán v kapitole 4.3. Přenos výkonu je realizován pomocí dvou řetězových převodů o převodovém poměru, který se rovná číslu jedna, protože oba páry kol mají shodné roztečné průměry. Otáčky elektromotoru jsou tedy převodovány na pomalejší otáčky pomocí převodovky, která je součástí elektromotoru. Řetězové převody tím pádem slouží čistě k přenosu výkonu, nikoliv ke změně otáček.



Obr. 14 - Pohon s řetězovými převody

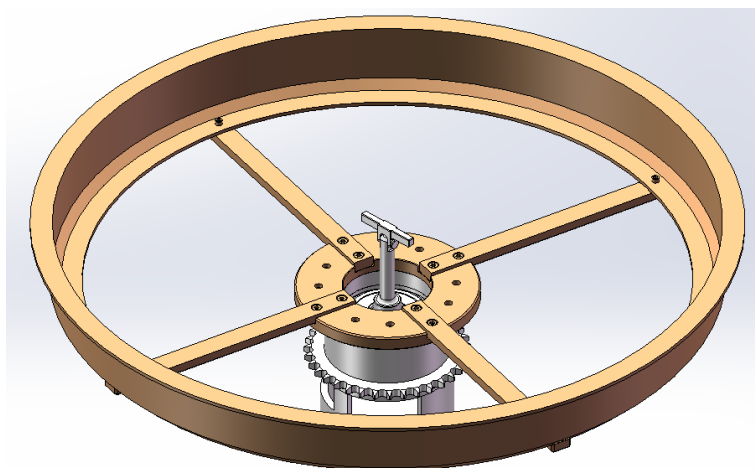
Napínání řetězů je možné provádět dvěma stavěcími šrouby, které při utahování napínají řetězy. Nejprve je potřeba povolit šrouby spojující konzolu motoru a desku na rámu a poté utažením dvojice stavěcích šroubů dosáhnout požadovaného napnutí. Následně se stavěcí šrouby zajistí utažením matek, a nakonec se utáhnou šrouby v drážkách.



Obr. 15 – Seřizování napnutí řetězů

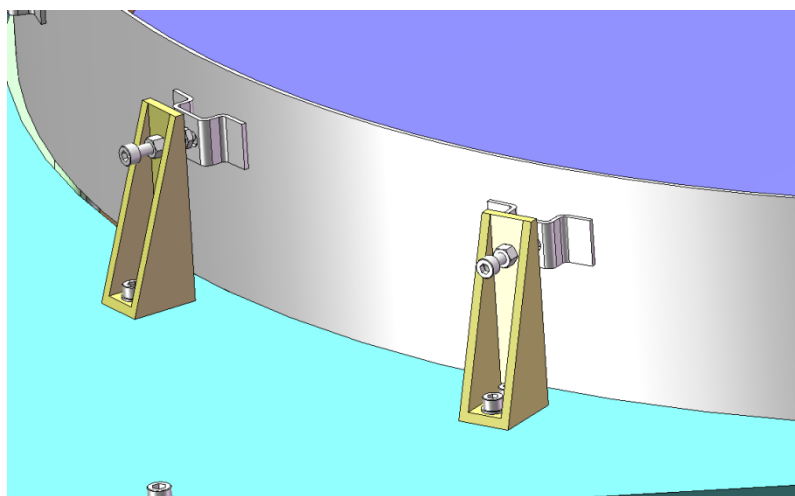
3.3 Mísa

Podsestava mísy navazuje na středové uložení, se kterým je spojena. Celá tato podsestava je na středovém uložení otočně uložena a skládá se z příruby, čtyř spojovacích ramen a samotné mísy. Házení mísy by na její horní vodorovné ploše ve vertikálním směru nemělo překročit 1 mm. Samotná mísa bude vyrobena z nerezové oceli.

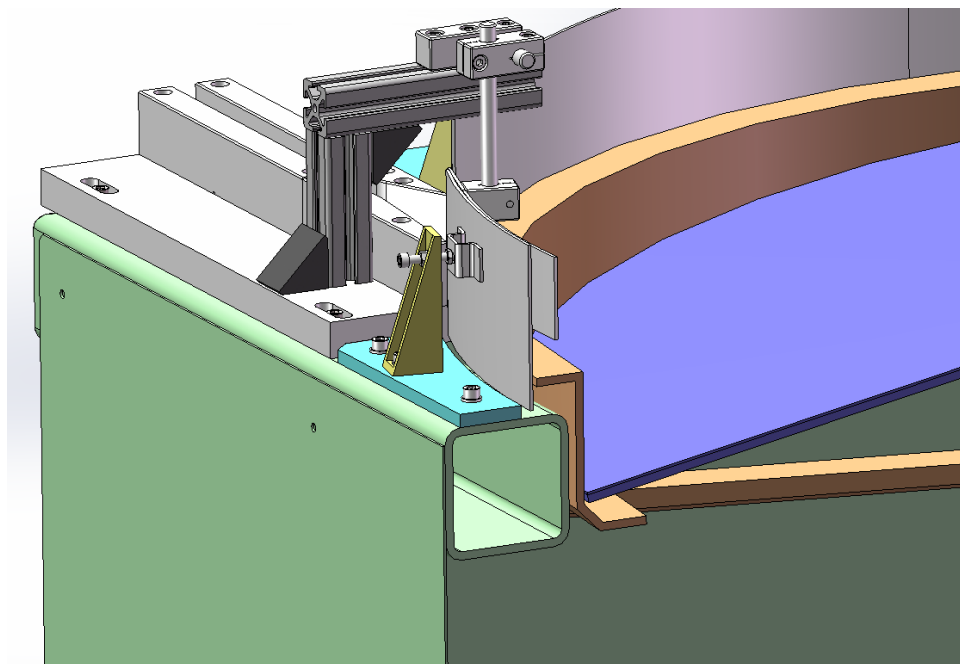


Obr. 16 - Podsestava mísy

Mísa je po obvodu krytá obvodovým lemem, který je svařen z nerezových plechových segmentů. Jeho funkcí je tvořit svým umístěním obvodovou bariéru podél které se na horní ploše rotující mísy pohybují dopravované součásti. Lem je uchycen z vnější strany úhelníky, které umožňují nastavit co nejmenší mezeru mezi lemem a mísou.



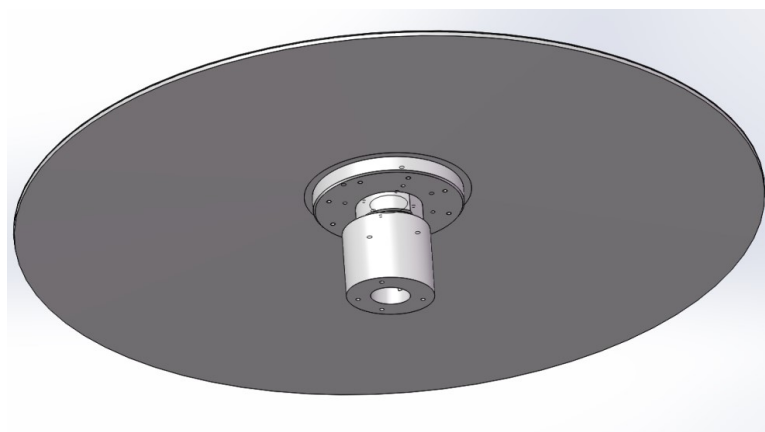
Obr. 17 - Úhelníky s obvodovým lemem



Obr. 18 – Vzájemná poloha mísy a talíře v řezu

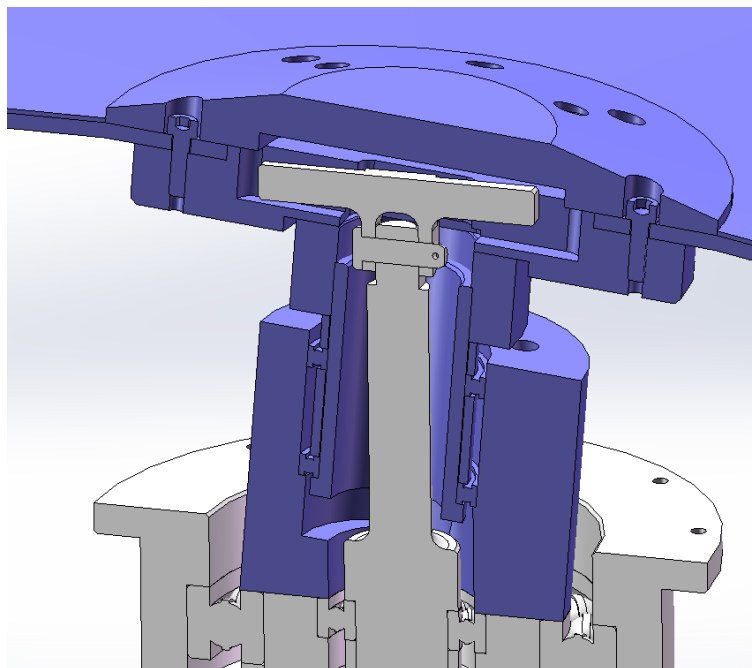
3.4 Nakloněný talíř

Hlavním dílem této podsestavy je talíř, který tvoří rotující dno zásobníku. Talíř je v nakloněné poloze, protože je uložen s nakloněnou osou rotace. To umožňuje, aby na jedné straně talíře mohla být zásoba nahromaděných trubiček, které jsou poté postupně vynášeny talířem do nejvyššího bodu na obvodu talíře, kde s dostávají vlivem odstředivé síly na horní vodorovnou plochu rotující mísy, po které jsou poté dopravovány dále. Pro zvýšení tření mezi trubičkami a talířem je horní plocha talíře opatřena tenkou pryžovou vrstvou. Housing, ve kterém je talíř uložen je šrouby spojen se středovým uložením. Přenos otáček na talíř je zajištěn unášecím elementem, který je zasazen ve středu talíře a skrze tvarový styk dochází k přenosu točivého momentu.



Obr. 19 – Podsestava v pohledu zespodu

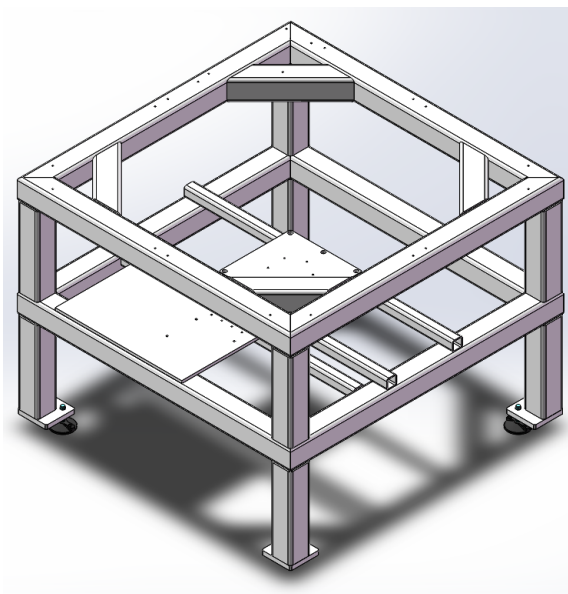
Podsestava s talířem je spojena šrouby s podsestavou středového uložení. Na obr. 20 lze vidět naklonění housingu, který je v této šikmé poloze. Uvnitř něj je v ložiskách krátká dutá hřídel, skrze níž prochází svislá hřídel pohánějící talíř.



Obr. 20 – Uložení talíře v řezu

3.5 Rám

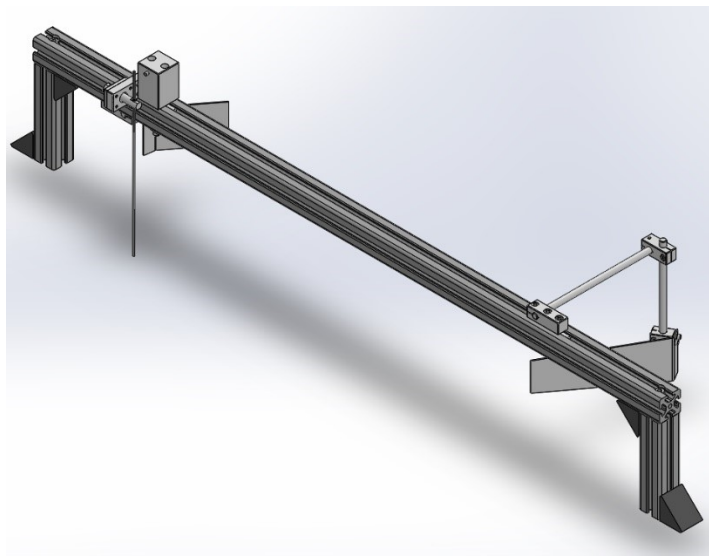
Rám podavače je svařen převážně ze čtvercových profilů o rozměru 80 x 80 [mm]. Je ustaven na čtyřech průmyslových strojních nohách, které jsou výškově stavitelné. V jeho střední části se nachází přivařené desky pro konzolu s motorem a pro středové uložení. Rám je ze všech stran oplechovaný kryty.



Obr. 21 – Rám podavače

3.6 Diagonální rám

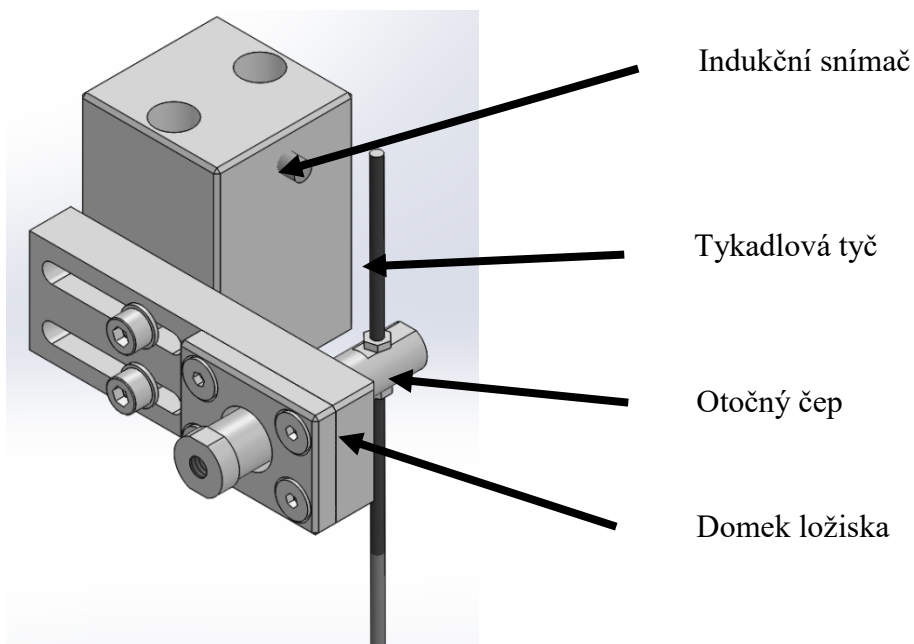
Prvky pro orientaci součástí jsem umístil na diagonální rám, který vede úhlopříčně nad zásobníkem podavače. Je vyroben z hliníkových profilů ITEM, ve kterých jsou uchyceny pomocí stavebnicového systému seřizovatelné tvarované plechy, které vzájemným dotykem s trubičkami usměrňují jejich pohyb či orientaci.



Obr. 22 – Diagonální rám

3.6.1 Snímání zásoby

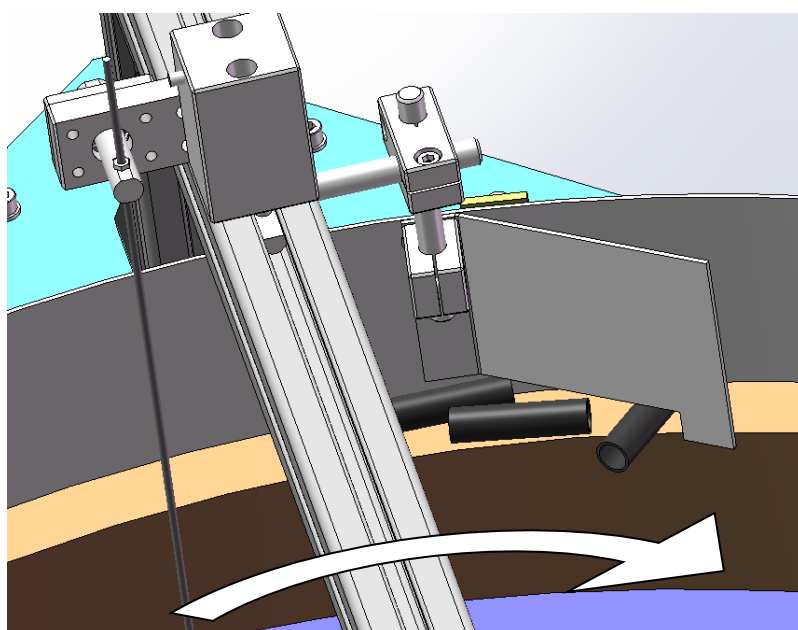
Snímač zásoby se skládá z otočného čepu, uloženého v ložisku, v tomto čepu je upevněna dlouhá tenká tykadlovitá tyč, která se svým spodním koncem téměř dotýká talíře. Trubičky, které se pohybují v zásobníku tak naráží do této tyčky a ta se vlivem toho svým horním koncem přibližuje, resp. vzdaluje od indukčního snímače, který dává signál o stavu zásoby. Pokud po nějakou dobu indukční snímač neregistruje přiblížení tyčky, pak zahlásí nízkou zásobu v zásobníku.



Obr. 23 – Snímač zásoby

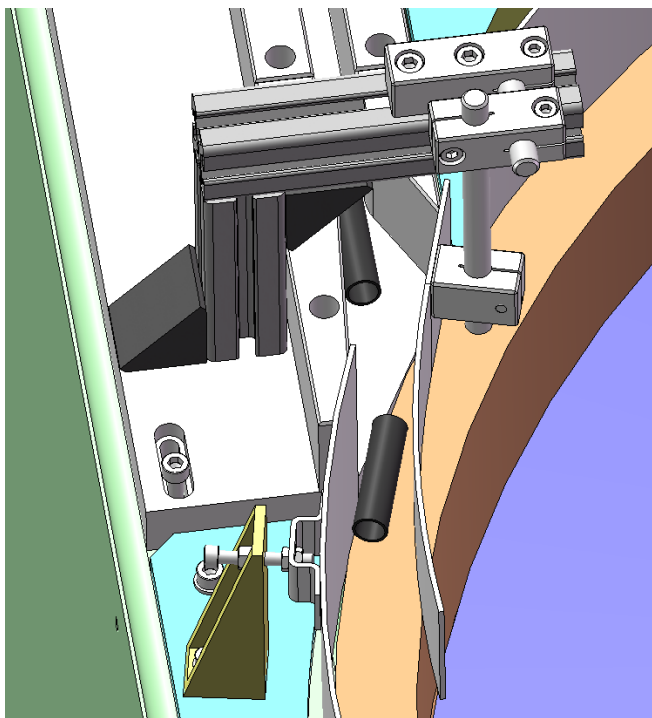
3.6.2 Polohování

Správnou polohu trubiček zajišťuje nerezový plech s výřezem, který je výškově seřízen na výšku jedné trubičky, což znamená, že je vyloučeno, aby přes něj prošlo více trubiček naskládaných na sebe a díky tvarovému výstupku dojde ke srovnání trubičky do podélné polohy. Plech je uchycen na hliníkovém rámu pomocí kvádrových držáků a dvou tyček, díky nimž je možno jeho polohu libovolně seřídit.



Obr. 24 – Polohování trubiček, smysl otáčení je naznačen bílou šipkou

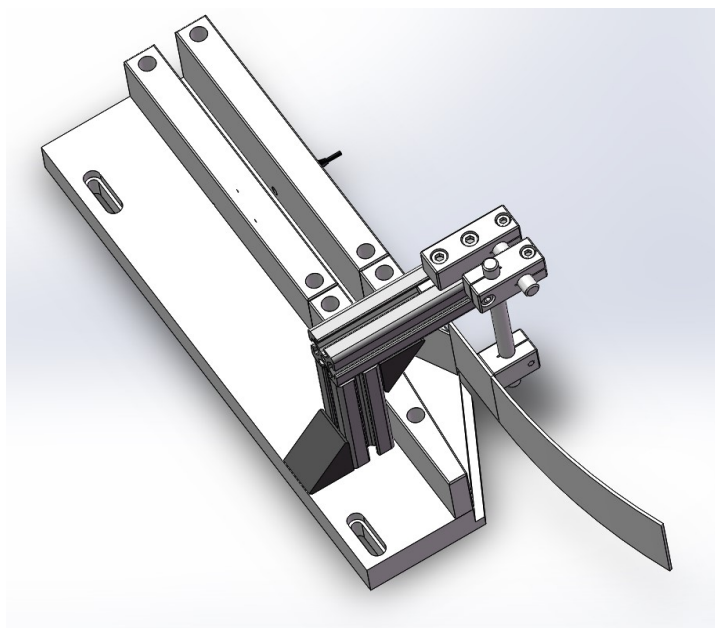
Dalším plech je umístěn v místě, kde trubičky opouštějí kruhovou dráhu a dostávají se do vyváděcí části, kde se již řadí lineárně za sebe. Ještě předtím ale musí dojít k eliminaci toho, aby se u výstupu vyskytovalo více trubiček vedle sebe, čemuž zabráňuje plech umístěný na malém hliníkovém rámu. Plech je opět seřaditelný, takže s ním lze nastavit v místě výstupu mezeru širokou přesně pro jednu trubičku.



Obr. 25 – Vyvádění trubiček z okraje mísy

3.7 Vyvádění

Poslední částí rotačního podavače je vyváděcí koridor, ve kterém se trubičky pohybují již v jednotně orientované poloze. V pravé stěně koridoru je zabudován optický senzor, který detekuje, zda trubičky pravidelně procházejí kolem něj. Pokud dlouho nezaznamená pohyb, může poté signalizovat přerušení podávání, např. z důvodu zaseknutí trubiček.



Obr. 26 – Vyváděcí koridor

4 Konstrukční výpočty

4.1 Výpočet otáček a momentu

V prvním kroku je nutné převést zadaný požadavek rychlosti podávání na rychlost v metrech za minutu. Vycházím z délky trubičky a předpokládané hustoty trubiček na podávací trase. Tuto hustotu si definuji předpokladem, že za každou trubičkou, která se dostane na podávací trasu, bude volný prostor o délce dvou trubiček. Díky tomuto předpokladu počítám s určitou rezervou v podávání. Následně mohu přistoupit k přepočtu na rychlost v metrech za sekundu, resp. k přepočtu kusů na délku.

$$v = \frac{s}{t_p} = \frac{n_{Tr} \cdot l_{Tr} \cdot k}{t_p} \quad (1)$$

$$v = \frac{600 \cdot 0,05 \cdot 3}{60} = 1,5 \, m \cdot s^{-1}$$

s dráha, která musí být uražena za zadaný čas na výstupu podavače [m]

n_{Tr} zadaný počet dopravených trubiček za časový interval [1]

l_{Tr} délka trubičky [m]

k součinitel hustoty trubiček na podávací trase [1]

t_p zadaný časový interval [s]

Z požadované výstupní rychlosti 1,5 [m/s] lze vypočítat otáčky a úhlovou rychlost. Následně vypočítám úhlové zrychlení a poté moment potřebný k uvedení zařízení na požadované otáčky.

Výpočet výstupních otáček

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (2)$$

$$n = \frac{1,5}{\pi \cdot 0,96} = 0,497 \text{ ot/s}$$

v požadovaná výstupní rychlost podávané součásti [m/s]

D průměr rotační mísy [m]; zvoleno $D = 0,96 \text{ m}$

Úhlová rychlost rotační mísy

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 0,497 = 3,123 \text{ rad/s}$$

Úhlové zrychlení

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{3,123}{1} = 3,123 \text{ rad/s}^2$$

ω úhlová rychlost [rad/s]

t čas rozběhu [s]; s ohledem na rozumnou dobu náběhu bylo zvoleno $t = 1 \text{ s}$

Dynamický moment, který je třeba vyvinout pro uvedení zařízení z klidu do pohybu se spočte podle následujícího vztahu:

$$M_D = J_C \cdot \varepsilon \quad (5)$$

$$M_D = 8,52 \cdot 5 = 42,6 \text{ Nm}$$

J_C momentsetrvačnosti rotujících částí [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];
 zjištěno z 3D modelu pomocí SW SolidWorks $J_C = 7,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 ε úhlové zrychlení [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$]

Třecí moment v ložiskách zahrnuje tření, které je nutné překonat pro uvedení podavače z klidového stavu do pohybu. Počítám třecí moment pro dva páry ložisek.

$$M_{T\ 6006} = 0,5 \cdot \mu_L \cdot P_{E\ 6006} \cdot d_{L\ 6006} \quad (6)$$

$$M_{T\ 6006} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 527,97 \cdot 0,03 = 0,12 \text{ Nm}$$

$$M_{T\ 6018} = 0,5 \cdot \mu_L \cdot P_{E\ 6018} \cdot d_{L\ 6018} \quad (7)$$

$$M_{T\ 6018} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 532,33 \cdot 0,09 = 0,36 \text{ Nm}$$

μ_L konstantní součinitel tření ložiska [1]; $\mu_L = 0,015$ [1] pro kuličková ložiska ¹⁵
 P_E ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]
 d_L vnitřní průměr ložiska [m]

Tab. 3 - Rozměry ložisek ¹

| Ložisko | d_L | D_L | B_L |
|---------|-------|-------|-------|
| 6006 | 30 | 55 | 13 |
| 6018 | 90 | 140 | 24 |

d_L vnitřní průměr ložiska [mm]
 D_L vnější průměr ložiska [mm]
 B_L šířka ložiska [mm]

Axiální síly na ložiskách spočítám podle hmotnosti součástí, které působí svou hmotností na ložiska. Na oba páry ložisek působí podobné zatížení.

$$m_{6006} = 31,87 \text{ kg}$$

$$m_{6018} = 30,55 \text{ kg}$$

Axiální síly se pak rovnají tíhovým silám, které vycházejí z hmotností:

$$F_{A\ 6006} = m_{6006} \cdot g \quad (8)$$

$$F_{A\ 6006} = 31,87 \cdot 9,81 = 312,64 \text{ N}$$

$$F_{A\ 6018} = m_{6018} \cdot g \quad (9)$$

$$F_{A\ 6018} = 30,55 \cdot 9,81 = 299,70 \text{ N}$$

Radiální síly na ložiskách

$$F_{R\ 6006} = m_{6006} \cdot R_1 \cdot \omega^2 \quad (10)$$

$$F_{R\ 6006} = 31,87 \cdot 0,25 \cdot 3,123^2 = 155,42 \text{ N}$$

$$F_{R\ 6018} = m_{6018} \cdot R_2 \cdot \omega^2 \quad (11)$$

$$F_{R\ 6018} = 30,55 \cdot 0,35 \cdot 3,123^2 = 208,58 \text{ N}$$

Součinitel axiálního zatížení ložisek je poměrem zatěžující síly a základní statické únosnosti. Je potřeba ho zjistit, abych mohl pokračovat určením výpočtových součinitelů nutných k výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení.

$$f_{0\ 6006} = \frac{F_{A\ 6006}}{C_{0\ 6006}} \quad (12)$$

$$f_{0\ 6006} = \frac{312,64}{6\ 800} = 0,046 \text{ [1]}$$

$$f_{0\ 6018} = \frac{F_{A\ 6018}}{C_{0\ 6018}} \quad (13)$$

$$f_{0\ 6018} = \frac{299,17}{39\ 000} = 0,008 [1]$$

$C_{0\ 6006}$ základní statická únosnost ložiska; $C_{0\ 6006} = 6\ 800\ N$

$C_{0\ 6018}$ základní statická únosnost ložiska; $C_{0\ 6018} = 39\ 000\ N$

Tab. 4 - Výpočtové součinitele pro ložiska ¹⁴

| f_0 | X | Y |
|--------------|------|------|
| $\leq 0,178$ | 0,44 | 1,47 |

Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

$$P_{E\ 6006} = X \cdot F_{R\ 6006} + Y \cdot F_{A\ 6006} \quad (14)$$

$$P_{E\ 6006} = 0,44 \cdot 155,42 + 1,47 \cdot 312,64 = 527,97\ N$$

$$P_{E\ 6018} = X \cdot F_{R\ 6018} + Y \cdot F_{A\ 6018} \quad (15)$$

$$P_{E\ 6018} = 0,44 \cdot 208,58 + 1,47 \cdot 299,70 = 527,97\ N$$

Celkový třecí moment v ložiskách

$$M_T = 2 \cdot (M_{T\ 6006} + M_{T\ 6018}) \quad (16)$$

$$M_T = 2 \cdot (0,12 + 0,36) = 0,96\ Nm$$

Celkový moment

$$M_C = M_D + M_T \quad (17)$$

$$M_C = 26,61 + 0,96 = 27,57\ Nm$$

M_D dynamický moment [Nm]

M_T celkový třecí moment ložisek [Nm]

4.2 Stanovení potřebného výkonu

Minimální výstupní výkon pohonu se spočítá z celkového momentu, který je potřeba k roztočení rotujících částí stroje, a úhlové rychlosti, která vychází z požadované výstupní rychlosti podávání.

$$P_V = M_C \cdot \omega \quad (18)$$

$$P_V = 27,57 \cdot 3,123 = 86,1 \text{ W}$$

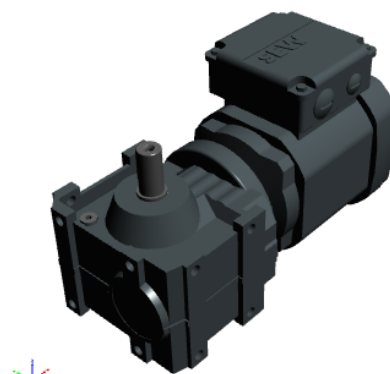
ω úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

M_C celkový moment [Nm]

4.3 Volba převodového motoru

Pro pohon zařízení jsem na základě vypočteného minimálního výkonu zvolil převodový elektromotor SEW Eurodrive s označením S37DRS71S4, který je dostatečně výkonný a zajistí dobrou výkonovou rezervu. Katalogový list pohonu je v přílohách (PDF soubor SEW Eurodrive S37DRS71S4TF), níže uvádím pouze nejdůležitější parametry:

- | | |
|----------------------------|-----------------------------|
| • Jmenovité otáčky motoru | $n_1 = 1380 \text{ ot/min}$ |
| • Výstupní otáčky | $n_2 = 48 \text{ ot/min}$ |
| • Výstupní krouticí moment | $M_K = 59 \text{ Nm}$ |
| • Výkon motoru | $P_M = 0,37 \text{ kW}$ |
| • Hmotnost netto | $m_P = 14 \text{ kg}$ |



Obr. 27 – SEW Eurodrive

Pro umožnění plynulé regulace otáček bude v rozvaděči stroje k tomuto účelu instalován frekvenční měnič.

4.4 Návrh řetězového převodu

Na přenos kroutícího momentu pro toto zařízení volím válečkový řetěz podle ČSN 02 3311 (provedení B v souladu s DIN 8187). V úvahu přichází i použití řemenu, ale dávám přednost převodu s řetězem zejména kvůli jeho delší životnosti. Volím provedení válečkového řetězu B, které se používá pro obvodové rychlosti nižší než $8 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$. Návrhové výpočty platí pro oba řetězy, liší se pouze počet zubů u dvojice řetězových kol a tím pádem pak i počet článků potažmo délka řetězu.

Vstupní parametry pro výpočet:

- Výkon elektromotoru $P_1 = 370 \text{ W}$
- Výstupní otáčky převodového motoru $n_2 = 48 \text{ min}^{-1}$
- Převodový poměr $u = 1$

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} \quad (19)$$

$$P_D = \frac{370}{0,81 \cdot 1 \cdot 1} = 456,8 \text{ W}$$

- μ činitel mazání; $\mu = 1 \text{ [1]}$
 χ činitel výkonu; $\chi = 0,81 \text{ [1]}$
 φ činitel provedení řetězu; $\varphi = 1 \text{ [1]}$

Tab. 5 - Určení činitele výkonu⁵

| u | Y = 2 | | | | |
|---|----------------|------|------|------|------|
| | Z ₁ | | | | |
| | 13 | 17 | 19 | 21 | 25 |
| 1 | - | 0,53 | 0,60 | 0,67 | 0,81 |
| 2 | - | 0,60 | 0,68 | 0,76 | 0,92 |
| 3 | 0,42 | 0,65 | 0,73 | 0,82 | 0,99 |
| 5 | 0,47 | 0,71 | 0,80 | 0,89 | 1,09 |
| 7 | 0,49 | 0,75 | 0,85 | 0,95 | 1,16 |

Hnaný stroj je dopravník pro kusový materiál a jeho pohonem je elektromotor.

Pro tuto kombinaci jsem z tabulky níže určil činitel rázů $Y_R = 2 \text{ [1]}$

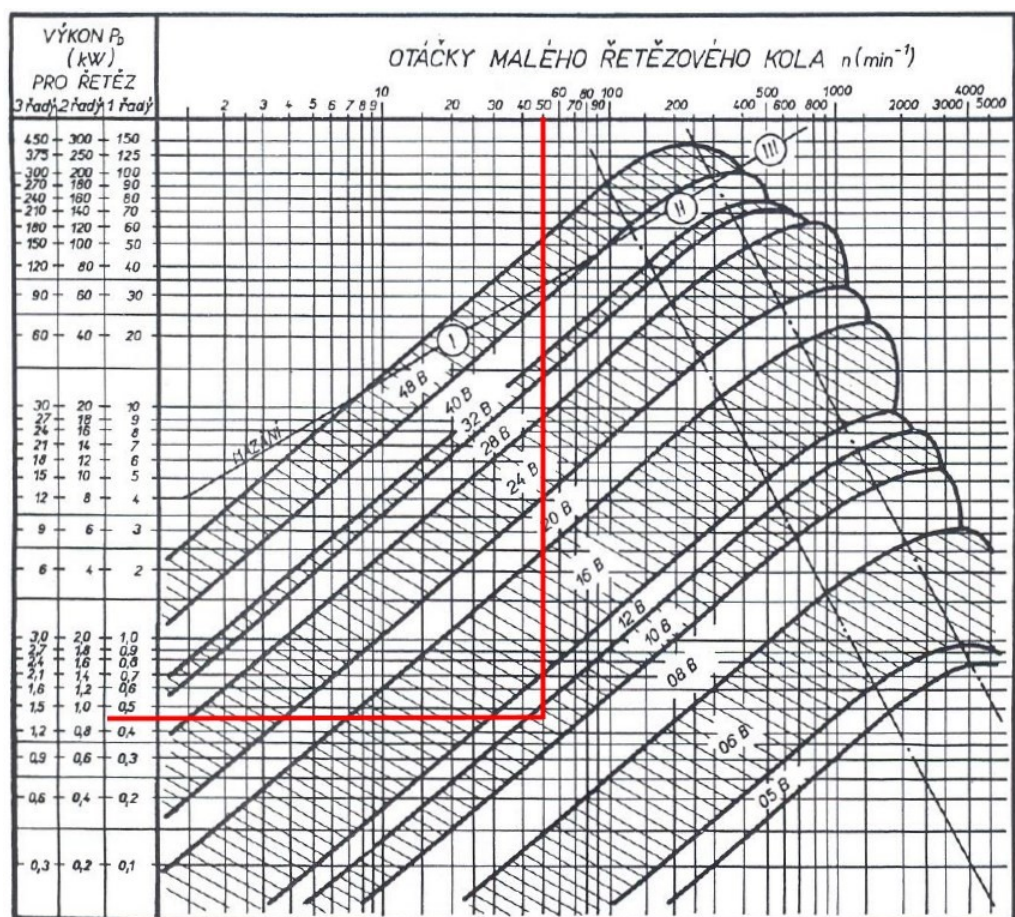
Tab. 6 - Určení činitele rázů⁵

| Hnaný stroj | Hnací stroj | | | | |
|-------------------|--------------|-----------------|------------|-------------|------------|
| | Elektromotor | Spalovací motor | | | |
| | | Pomaloběžný | | Rychloběžný | |
| | | 1 válec | 2 válce | 4 válce | 6 válce |
| Dopravník | | | | | |
| - pro sypký mat | 1,5 | 3 | 2,8 | 2,2 | 2 |
| - pro kusový mat. | 2 | 4 | 3,5 | 2,7 | 2 |

Tab. 7 - Určení činitele provedení řetězu⁵

| Řetěz | φ [1] |
|---|---------------|
| ČSN 02 3311 provedení A, B a ČSN 02 3324 typ 06 C | 1 |
| ČSN 02 3311 ostatní provedení kromě A a B | 0,8 |
| ČSN 02 3315 (řetěz s dlouhou roztečí) | 1,5 |

Podle diagramového výkonu a otáček vychází velikost řetězu 10 B, ale protože je průsečný bod v diagramu poměrně blízko hraniční oblasti, s ohledem na dostatečné předimenzování volím jednořadý válečkový řetěz 12 B.



Obr. 28 - Výkonový diagram pro volbu velikosti řetězu ⁵

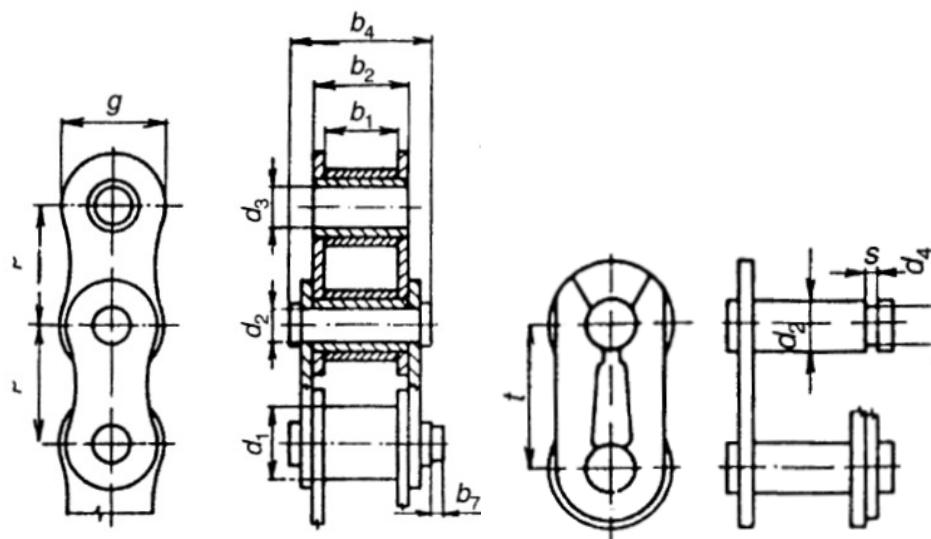
V tabulkách níže jsou k danému řetězu uvedeny rozměry. Všechny hodnoty v tabulce mají jednotky v [mm].

Tab. 8 - Rozměry válečkového řetězu 12 B¹

| Řetěz | P | b_1 min. | d_1 | d_2 | d_3 | b_2 | b_4 | b_5 |
|-------|-------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 12 B | 19,05 | 11,68 | 12,07 | 5,72 | 5,77 | 15,62 | 22,7 | 42,2 |

Tab. 9 - Rozměry válečkového řetězu 12 B¹

| Řetěz | b_6 | b_7 | e | g max. | Spojovací článek | | |
|-------|-------|-------|-------|----------|------------------|-----|-------|
| | | | | | d_4 | S | d_5 |
| 12 B | 61,7 | 4,6 | 19,46 | 16,4 | 4,25 | 1,0 | - |



Obr. 29 - Válečkový řetěz ČSN 02 3311

Protože u řešeného řetězového převodu zamýšlím jinou osovou vzdálenost než nominální, která je rovna $A_P = 40 \cdot P$, je potřeba řetěz přezkoušet s ohledem na rozdílnou konstrukční osovou vzdálenost podle korigovaného výkonu.

Korigovaný výkon

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} \quad (20)$$

$$P'_D = \frac{456,8}{0,85} = 537,4 \text{ W}$$

ρ činitel vzdálenosti os; $\rho = 0,85$ [1] (pro mezosovou vzdálenost $A = 20 \cdot P$)

Tab. 10 - Určení činitele vzdálenosti os⁵

| Osová vzdálenost A_P | φ [1] |
|------------------------|---------------|
| $A = 20 \cdot P$ | 0,85 |
| $A = 40 \cdot P$ | 1 |
| $A = 80 \cdot P$ | 1,15 |
| $A = 160 \cdot P$ | 1,3 |

Řetěz 12 B odpovídá korigovanému výkonu, takže zvolená osová vzdálenost nijak negativně neovlivní životnost řetězu.

Meziosová vzdálenost

$$A_p = 20 \cdot P \quad (21)$$

$$A_p = 20 \cdot 19,05 = 381 \text{ mm}$$

4.4.1 Volba počtu zubů řetězových kol

Počet zubů je určen zástavbovými rozměry pro řetězový převod. Pro vyhovující velikostní uspořádání a s ohledem na přenášený výkon jsem zvolil $z_1 = 35$ a $z_2 = 19$

Skutečný převodový poměr

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} \quad (22)$$

$$u_{SK} = \frac{35}{35} = 1$$

Následuje výpočet rychlosti řetězu, která bude potřeba pro výpočet pevnosti řetězu. Níže počítám pouze rychlost pro první řetěz, jelikož pokud vyjde pevnostní kontrola pro tento řetěz, pak druhý řetěz bude též vyhovovat.

$$v_{\text{ř}} = \pi \cdot D_1 \cdot n_2 \quad (23)$$

$$v_{\text{ř}} = \pi \cdot 0,212518 \cdot 0,8 = 0,534 \text{ m/s}$$

D_1 průměr řetězového kola [m]

n_2 výstupní otáčky převodového motoru [s^{-1}]

π Ludolfovo číslo [1]

Rychlost řetězu definuje nejmenší počet zubů řetězového kola, což prezentuje následující tabulka:

Tab. 11 - Minimální počet zubů vzhledem k rychlosti řetězu ⁵

| | | | | | |
|------------------------|-----|----|----|----|----|
| $v_R [m \cdot s^{-1}]$ | < 4 | 8 | 10 | 12 | 15 |
| z_{MIN} | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 |

Minimální počet zubů malého řetězového kola je $z_{min} = 17$

4.4.2 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Protože převodový poměr se rovná číslu jedna, roztečné průměry obou řetězových kol budou shodné.

$$D_1 = D_2 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_1}} \quad (24)$$

$$D_1 = D_2 = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{35}} = 212,518 \text{ mm}$$

4.4.3 Pevnostní kontrola řetězu

Nyní přichází na řadu výpočet sil působících na řetěz při provozním zatížení. Výslednice těchto sil se dá do poměru se silou nutnou k přetržení řetězu, která je uvedena v normách. Výsledná statická, resp. dynamická bezpečnost musí vyhovovat minimální požadované hodnotě. Dále následuje kontrola na tlak, jehož hodnota nesmí překročit vypočtenou maximální mez dovoleného tlaku.

Tab. 12 - Parametry válečkového řetězu 12 B ¹

| Řetěz | Plocha kloubu $A_P [mm^2]$ | | | Síly při přetržení $F_{PT} [kN]$ | | | Hmotnost 1 m $[kg]$ | | |
|-------|----------------------------|-------|-------|----------------------------------|-------|-------|---------------------|-------|-------|
| | 1řadý | 2řadý | 3řadý | 1řadý | 2řadý | 3řadý | 1řadý | 2řadý | 3řadý |
| 12 B | 89 | 179 | 268 | 28,9 | 57,8 | 86,7 | 1,25 | 2,5 | 3,8 |

Kontrola proti přetržení řetězu

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{F_{PT}}{F_1} \geq 7 \quad (25)$$

$$k_s = \frac{28\,900}{751,7} = 38,4$$

F_{PT} síla při přetržení řetězu; $F_{PT} = 28\,900\text{ N}$ ¹

F_1 síla v tažné větvi řetězu [N]

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{F_{PT}}{F_1 \cdot Y_R} \geq 5 \quad (26)$$

$$k_D = \frac{28\,900}{751,7 \cdot 2} = 19,2$$

Y_R činitel rázů [1]

Síla v tažné větvi řetězu

$$F_1 = F + F_C + F_M \quad (27)$$

$$F_1 = 692,9 + 0,356 + 58,4 = 751,7\text{ N}$$

F obvodová síla [N]

F_C tahová složka odstředivé síly [N]

F_M tahová složka od tíhy řetězu [N]

Obvodová síla

$$F = \frac{P_M}{v_{\dot{R}}} \quad (28)$$

$$F = \frac{370}{0,534} = 692,9\text{ N}$$

P_M výkon motoru [W]

$v_{\dot{R}}$ rychlost řetězu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Tahová složka odstředivé síly

$$F_C = m_{1m} \cdot v_R^2 \quad (29)$$

$$F_C = 1,25 \cdot 0,534^2 = 0,356 \text{ N}$$

Tahová složka od tíhy řetězu

$$F_M = \frac{m_{1m} \cdot A_P^2}{8 \cdot h_R} \cdot g \quad (30)$$

$$F_M = \frac{1,25 \cdot 0,381^2}{8 \cdot 0,00381} \cdot 9,81 = 58,4 \text{ N}$$

m_{1m} hmotnost jednoho metru délky řetězu

A_P meziosová vzdálenost [m]

h_R průhyb řetězu; $h_R = 0,01 \cdot A_P = 0,00381 \text{ m}$

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_v \leq p_D \quad (31)$$

$$p_v = \frac{F_1}{S} \quad (32)$$

$$p_v = \frac{751,7}{2 \cdot 0,01562 \cdot 0,00572} = 4,21 \text{ MPa}$$

S plocha kloubu řetězu; $S = 2 \cdot b_2 \cdot d_2$

Dovolený tlak

$$p_D = p_S \cdot \lambda \quad (33)$$

$$p_D = 29,72 \cdot 0,69 = 20,51 \text{ MPa}$$

λ činitel tření; $\lambda = 1$

p_D dovolený tlak [MPa]

p_S směrný tlak v kloubu; $p_S = 29,72 \text{ MPa}$

Tab. 13 - Činitel tření ⁵

| A [mm] | Převodový poměr u | | | | |
|-----------|-------------------|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 5 | 7 |
| 20 · t | 0,69 | 0,80 | 0,87 | 0,98 | 1,04 |
| 40 · t | 0,83 | 0,93 | 1,00 | 1,09 | 1,15 |
| 80 · t | 1,00 | 1,12 | 1,19 | 1,27 | 1,32 |
| 160 · t | 1,24 | 1,38 | 1,45 | 1,53 | 1,57 |

Tab. 14 - Směrný tlak v kloubu ⁵

| v [m·s ⁻¹] | z ₁ | | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|
| | 17 | 19 | 21 | 23 | ≥ 25 |
| 0,1 | 31,78 | 31,98 | 32,47 | 32,47 | 32,86 |
| 0,2 | 30,41 | 30,41 | 31,00 | 31,49 | 31,89 |
| 0,4 | 28,94 | 29,33 | 29,63 | 29,92 | 30,51 |
| 0,6 | 27,76 | 28,15 | 28,45 | 29,04 | 29,72 |
| 0,8 | 26,59 | 27,08 | 27,57 | 27,96 | 28,55 |
| 1,0 | 25,60 | 26,39 | 26,78 | 27,46 | 27,96 |
| 1,5 | 24,03 | 24,62 | 25,21 | 25,80 | 26,19 |
| 2,0 | 22,17 | 23,35 | 23,94 | 24,53 | 25,11 |
| 2,5 | 20,90 | 21,88 | 22,66 | 23,45 | 24,13 |

4.4.4 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Při dané rozteči a počtu zubů musí být osová vzdálenost taková, aby celková délka řetězu představovala celý počet článku, resp. aby počet článků byl celé číslo. Proto je záhodno zjistit nejdříve počet článků a až poté podle zaokrouhleného počtu vypočítat potřebnou osovou vzdálenost.

Pro řetěz s řetězovými koly o $z_{1,2} = 35$ [1]

Počet článků

$$X_{\check{R}} = 2 \cdot \frac{A_P}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{P}{A_P} \quad (34)$$

$$X_{\check{R}} = 2 \cdot \frac{0,381}{0,01905} + \frac{35 + 35}{2} + 0 \cdot \frac{0,01905}{0,381} = 75$$

A_P mezosová vzdálenost [m]
 P rozteč řetězu [m]
 z_1, z_2 počet zubů řetězových kol [1]

Délka řetězu

$$L = X_{\check{R}} \cdot P \quad (35)$$

$$L = 75 \cdot 19,05 = 1428,75 \text{ mm}$$

Pro řetěz s řetězovými koly o $z_{1,2} = 19$ [1]

Počet článků

$$X_{\check{R}} = 2 \cdot \frac{A_P}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{P}{A_P} \quad (36)$$

$$X_{\check{R}} = 2 \cdot \frac{0,381}{0,01905} + \frac{19 + 19}{2} + 0 \cdot \frac{0,01905}{0,381} = 59$$

Délka řetězu

$$L = X_{\check{R}} \cdot P \quad (37)$$

$$L = 59 \cdot 19,05 = 1123,95 \text{ mm}$$

Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu

$$A_{SK} = \frac{P}{8} \cdot \left(2 \cdot X_{\check{R}} - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_{\check{R}} - z_1 - z_2)^2 - f \cdot (z_2 - z_1)^2} \right) \quad (38)$$

$$A_{SK} = \frac{19,05}{8} \cdot \left(2 \cdot 75 - 35 - 35 + \sqrt{(2 \cdot 75 - 35 - 35)^2 - 0,813 \cdot (35 - 35)^2} \right)$$

$$A_{SK} = 381 \text{ mm}$$

4.4.5 Volba provedení válečkového řetězu

Řetěz navrhuji snýtovaný a provedený jako nerozebíratelný.

Specifikace řetězů: ŘETĚZ 75 ČLÁNKŮ 12 B-2 ČSN 02 3311.1

ŘETĚZ 59 ČLÁNKŮ 12 B-2 ČSN 02 3311.1

Jednořadé provedení

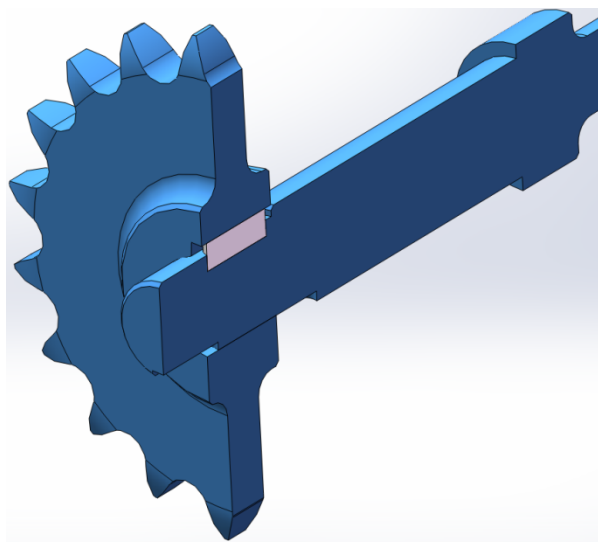
4.4.6 Montáž řetězu

Montáž řetězového převodu se skládá z ustavení a namontování řetězových kol na hřídele, z navlečení řetězu a seřízení převodu. Aby řetěz správně nabíhal na zuby řetězových kol, souosá nasazená řetězová kola musí být v jedné rovině a jejich hřídele rovnoběžné. Maximální axiální přesazení řetězových kol je 3 [mm] na 1 m délky. Převod se obvykle konstruuje tak, aby se řetěz mohl nasadit na zuby řetězových kol a spojit spojovacím článkem. Lehčí řetězy menších roztečí se spojují tak, že se konce řetězu k sobě přiloží na jednom z řetězových kol, aby zubové mezery řetězového kola pomáhaly ustavit řetěz na vzdálenost odpovídající rozteči spojovacího článku. Při použití spojovacího článku s pružnou pojistkou se musí uzavřená část pojistky montovat ve směru pohybu řetězu. ⁵

4.5 Kontrola těsného pera

Následuje kontrola těsného pera, které přenáší točivý moment z řetězového kola na hlavní hřídel, která je v zařízení orientována svisle. Točivý moment se přenáší boky per a drážek v hřídeli a náboji. Boky těsného pera v drážkách jsou proto těsně lícovány P9/e7.

Spojení těsným perem má velkou únosnost, ale nehodí se pro rázová a střídavá namáhání, protože tato zatížení intenzivně otláčují stěny pera a drážek, což vede k postupnému uvolnění spoje, ke vzniku přídatných ohybových sil, rázů, hluku a následně k prasknutí pera. Pera jsou tedy vhodná pro přenos točivých momentů převážně stejného smyslu. Jejich výhodou jsou nízké výrobní náklady, snadná montáž a demontáž a centrické usazení náboje.



Obr. 30 - Kontrolované pero

Minimální průměr hřídele

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 59}{\pi \cdot 20}} = 24,675 \text{ mm} \quad (39)$$

M_K kroutící moment převodového motoru [Nm]

τ_D dovolené napětí ve smyku; $\tau_{DS} = 20 \text{ MPa}$

Vypočtený průměr jsem zaokrouhlil na nejbližší vyšší hodnotu, takže průměr $d = 25 \text{ mm}$, pro který vychází dle ČSN 02 2562 pero o rozměrech $b = 8 \text{ mm}$ a $h = 7 \text{ mm}$. Pro hřídel a náboj se obvykle volí uložení H8/h7.

Zatěžující síla

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (40)$$

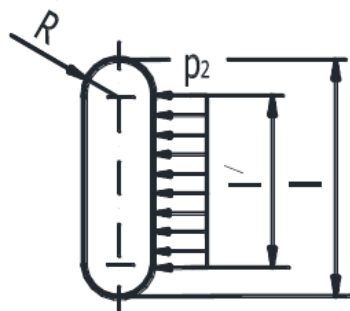
$$F_2 = \frac{59}{\frac{0,025}{2} + \frac{0,0029}{2}} = 4229,4 \text{ N}$$

M_K kroutící moment převodového motoru [Nm]

d průměr hřídele [m]

t_1 hloubka drážky v náboji [m]

Protože v náboji s průchozí drážkou je otláčována jen přímá část boku pera délky l a podle ČSN je výška hloubka drážky pro pero v hřídeli hlubší než hloubka drážky v náboji, platí že $p_2 > p_1$. Navíc na rozdíl od hřídele a pera, které jsou vyrobeny vždy z oceli, náboj může být zhotoven z litiny či slitiny hliníku, které mají nižší hodnotu dovoleného měrného tlaku p_D , než ocel. Výpočtovým (kritickým) tlakem spoje je tedy tlak p_2 .



Obr. 31 - Plocha, na kterou působí tlak ⁴

Účinná délka pera z kontroly kritického tlaku, kterým je dovolený tlak.

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \quad (41)$$

$$l' \geq \frac{4229,4}{100 \cdot 2,9} \geq 14,6 \text{ mm}$$

F_2 zatěžující síla [N]

p_{D2} dovolený tlak [MPa]

t_1 hloubka drážky v náboji [m]

Tab. 15 - Dovolenny tlak⁴

| Materiál náboje | p_{D2} [MPa] |
|-----------------|----------------|
| Ocel | 100 ÷ 150 |
| Litina | 60 ÷ 80 |
| Slitina hliníku | 30 ÷ 40 |

Celková délka pera

$$l = l' + b \quad (42)$$

$$l = 14,6 + 8 = 22,6 \text{ mm} \rightarrow 23 \text{ mm}$$

l' účinná délka pera [mm]
 b šířka pera [mm]

Vypočtenou hodnotu celkové délky pera zaokrouhluji na nejbližší vyšší celé číslo.

Specifikace těsného pera: PERO 8e7 x 7 x 23 ČSN 02 2562

Střižná síla

$$F_S = \frac{M_K}{\frac{d}{2}} \quad (43)$$

$$F_S = \frac{59}{\frac{0,025}{2}} = 4720 \text{ N}$$

M_K krouticí moment převodového motoru [Nm]
 d průměr hřídele [m]

Kontrola na smyk

$$\tau_S = \frac{F_S}{S_P} = \frac{F_S}{l \cdot b} \quad (44)$$

$$\tau_S = \frac{4720}{23 \cdot 8} = 25,65 \text{ MPa}$$

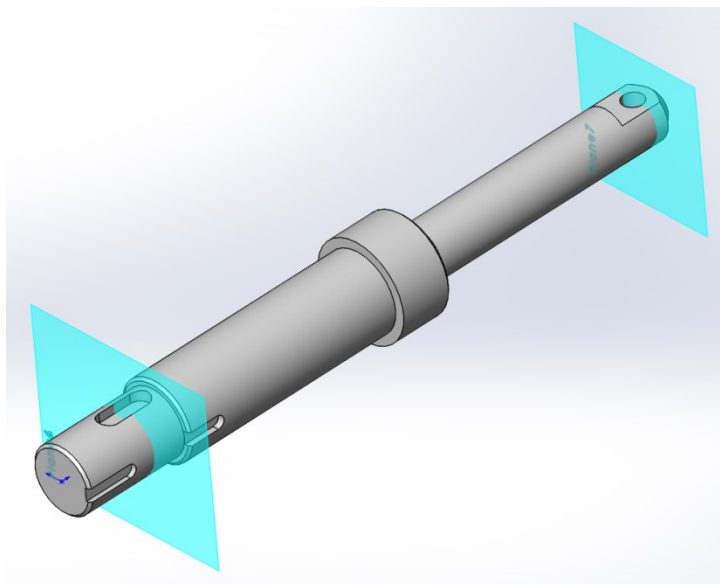
F střižná síla [N]
 τ_{DS} dovolené napětí ve stříhu [MPa]; $\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}^4$
 S_P plocha pera [mm²]
 l délka těsného pera [mm]
 b šířka těsného pera [mm]

Podmínka kontroly na smyk splněna

$$\tau_S < \tau_{DS} \quad (45)$$

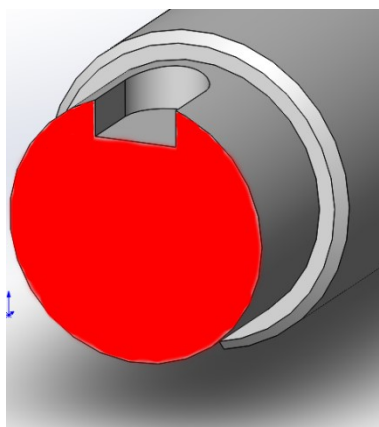
4.6 Kontrola hřídele

Kontrola na krut pro hřídel s těsným perem navrhovaným výše. Hřídel je navržena z oceli 14 220, která je vhodná pro menší hřídele pro zušlechtní. Kontrola se zaměřuje na dva průřezy, prvním je jeden konec hřídele s drážkou pro těsné pero, druhým zase opačný konec s užším průměrem a dírou pro čep.



Obr. 32 - Hřídel s naznačenými rovinami řezu

4.6.1 Průřez s drážkou pro těsné pero



Obr. 33 - Průřez s drážkou pro pero

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad (46)$$

$$\tau_K = \frac{59}{2781,4} = 21,2 \text{ MPa}$$

M_K kroutící moment převodového motoru [Nm]

W_K průřezový modul v krutu [mm³];

Spočítán pomocí SW SolidWorks $W_K = 2781,4 \text{ mm}^3$

τ_{DK} dovolené napětí v krutu; $\tau_{DS} = 160 \text{ MPa}$

Podmínka

$$\tau \leq \tau_{DK} \quad (47)$$

Statická bezpečnost

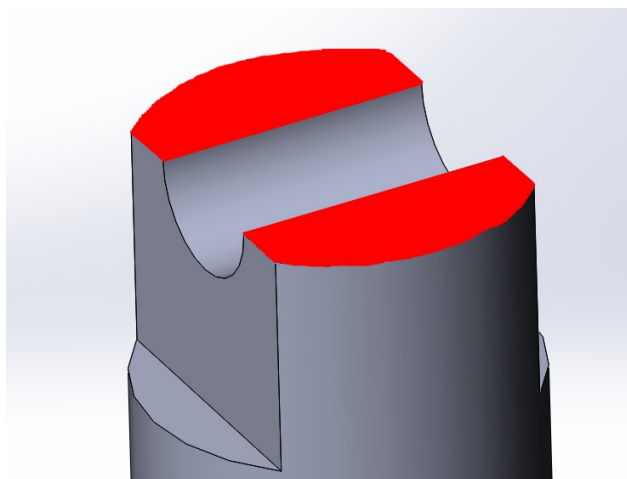
$$k_S = \frac{\tau_{DK}}{\tau_K} \quad (48)$$

$$k_S = \frac{160}{21,2} = 7,75 [1]$$

Výsledek statické bezpečnosti lze považovat za směrodatný, jelikož hřídel bude provozována za konstantních otáček a nebude zatěžována cyklicky.

4.6.2 Nejužší průřez hřídele

Příčný průřez v místě čepu spojujícího hřídel s vidlicí. Kontrola na namáhání krutem.



Obr. 34 - Průřez hřídele v místě čepu

Plocha průřezu byla spočtena v SW SolidWorks $S_H = 143,06 \text{ mm}^2$

Kvadratický moment průřezu spočten pomocí SW SolidWorks a má hodnotu:

$$J_Z = 1997,66 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{J_Z}{e} \quad (49)$$

$$W_K = \frac{1997,66}{4} = 499,42 \text{ mm}^3$$

J_Z kvadratický moment v průřezu k příslušné ose [mm^4]

e vzdálenost od osy [mm]

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad (50)$$

$$\tau_K = \frac{59}{499,42} = 118,14 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \quad (51)$$

M_K krotící moment převodového motoru [Nm]

W_K průřezový moment v krutu [mm³]

τ_{DK} dovolené napětí v krutu; $\tau_{DK} = 160 \text{ MPa}$

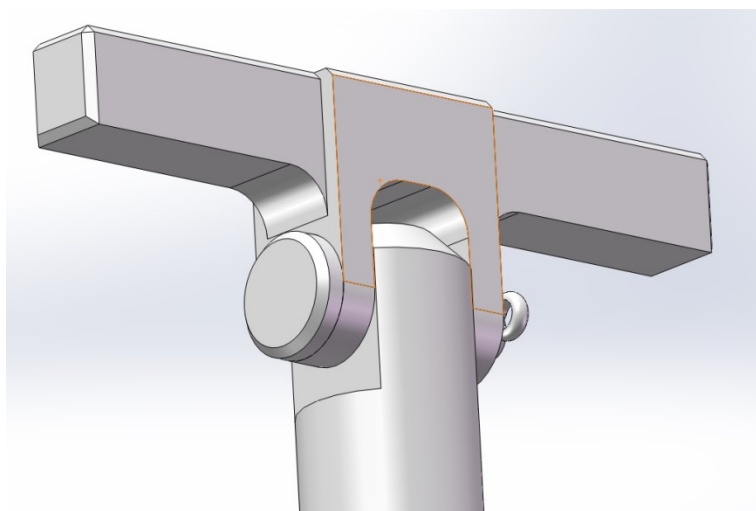
Statická bezpečnost

$$k_S = \frac{\tau_{DK}}{\tau_K} \quad (52)$$

$$k_S = \frac{160}{118,14} = 1,35 [1]$$

4.7 Pevnostní kontrola čepu v kloubu

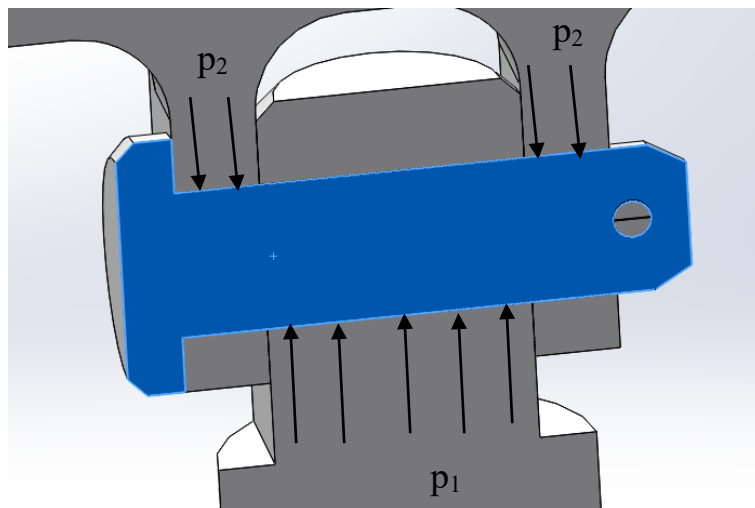
Jedná se o čep zajišťující přenos otáček z hřídele na rotující talíř. Čepové spojení je ve vidlicovém provedení a spojuje svislou hřídel s tvarovým unáščem talíře. Materiál čepu je 14 220.



Obr. 35 - Čepové spojení

4.7.1 Kontrola na tlak

Optimální řešení kloubu předpokládá měrné tlaky v obou částech vidlice stejné nebo co nejbližších hodnot. Toho se dosahuje především vhodnou volbou rozměrů s_1 a s_2 .



Obr. 36 - Působení tlaků

Výpočet síly působící na čep

$$F_{\check{c}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_K}{\frac{d_{\check{c}}}{2}} = \frac{M_K}{d_{\check{c}}} \quad (53)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{59}{0,008} = 7375 \text{ N}$$

M_K kroutící moment [Nm]

$d_{\check{c}}$ průměr čepu [m]

Podmínka tlaku se rovná:

$$p = \frac{F_{\check{c}}}{S} \leq p_{Dov} \quad (54)$$

Tlak ve středové části čepového spojení se vypočítá podle vztahu:

$$p_1 = \frac{F_{\check{c}}}{s_1 \cdot d_{\check{c}}} \quad (55)$$

$$p_1 = \frac{7375}{14 \cdot 8} = 65,85 \text{ MPa}$$

Podmínka byla splněna

Tlak ve vidlici čepového spojení

$$p_2 = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2}}{s_2 \cdot d_{\check{c}}} \quad (56)$$

$$p_2 = \frac{\frac{7375}{2}}{8 \cdot 8} = 57,62 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna

$s_{1,2}$ šířka ploch, na které působí tlak [mm]

$d_{\check{c}}$ průměr čepu [mm]

p_{DOV} dovolené napětí v tlaku; $p_{DOV} = 210 \text{ MPa}^1$

4.7.2 Kontrola na smyk

Podmínka

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \quad (57)$$

$$\tau_S = \frac{F_{\check{c}}}{S_{\check{c}}} = \frac{F_{\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{\check{c}}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} \quad (58)$$

$$\tau_S = \frac{4 \cdot 7375}{\pi \cdot 8^2} = 146,72 \text{ MPa}$$

$S_{\check{c}}$ průřez čepu

τ_{DS} dovolené napětí ve smyku; $\tau_{DS} = 160 \text{ MPa}^1$

4.8 Výpočet životnosti ložisek

Účinkem opakovaného namáhání stykových ploch mezi valivými tělesy a kroužky vznikají po určité době pod povrchem valivých drah únavové trhliny, které se postupně šíří

k povrchu, až vyštípnu úlolek z povrchu kroužku nebo valivého tělesa, po kterém zůstává jamka s lasturovým lomem. Počet těchto únavových poškození povrchu se rychle zvětšuje, spojuje a nazývá se pitting. Jeho projevem je nárůst hlučnosti a teploty ložiska za provozu.

Doba do objevení prvních příznaků pittingu se nazývá skutečná trvanlivost ložiska, a vyjadřuje se počtem otáček nebo počtem provozních hodin. Skutečná trvanlivost ložisek stejného typu a velikosti má za stejných provozních podmínek v závislosti na vlastnostech materiálu velký rozptyl hodnot. Pro jednotný způsob výpočtu ložisek byla zvolena základní trvanlivost, kterou dosáhne či překročí 90 [%] všech ložisek stejného typu a rozměru. Střední trvanlivost je přibližně 5x větší než základní trvanlivost L_{10} .⁵

4.8.1 Výpočet statické únosnosti ložisek

$$S_0 = \frac{C_0}{F_A} \quad (59)$$

$$S_{0\ 6006} = \frac{C_{0\ 6006}}{F_{A\ 6006}}$$

$$S_{0\ 6006} = \frac{6800}{312,64} = 21,75 [1]$$

$$S_{0\ 6018} = \frac{C_{0\ 6018}}{F_{A\ 6018}}$$

$$S_{0\ 6018} = \frac{39000}{299,70} = 130,13 [1]$$

Tab. 16 - Nejmenší požadovaná hodnota S_0 ⁵

| Pohybový stav | Způsob zatížení | S ₀ pro ložiska se stykem | |
|----------------|--|--------------------------------------|---------|
| | | bodovým | Čárovým |
| Pomalé otáčení | Velké rázové zatížení Zvýšené požadavky na klidný chod | 2 | 4 |
| | Normální provoz | 1 | 2 |
| | Klidný chod bez rázů | 0,5 | 1 |

4.8.2 Výpočet základní trvanlivosti ložisek

Výpočet radiálního kuličkového ložiska je v provozních hodinách, protože otáčky jsou během provozu stroje konstantní.

Tab. 17 - Statická a dynamická únosnost ložisek ¹

| Ložisko | C ₀ [N] | C [N] |
|---------|--------------------|-------|
| 6006 | 6800 | 10200 |
| 6018 | 39000 | 45000 |

Výpočet trvanlivosti je dle následujícího vzorce:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_A} \right)^{p_w} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} \quad (60)$$

C základní dynamická únosnost [N]

F_A axiální zatěžující síla [N]

p_w exponent modifikované Wöhlerovy křivky [1];
u ložisek s bodovým stykem; $p_w = 3$ [1]⁵

n_L otáčky ložiska [s⁻¹]

Ložisko 6006

$$L_{10h} = \left(\frac{10200}{312,64} \right)^{p_w} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,497} = 1,16 \cdot 10^9 \text{ h}$$

Ložisko 6018







$$L_{10h} = \left(\frac{45000}{299,7} \right)^{p_w} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,497} = 1,14 \cdot 10^{11} \text{ h}$$

5 Provozní doporučení

Tato kapitola se zaměřuje na poskytnutí informací pro bezporuchový a bezpečný chod navrženého rotačního podavače. Důležitým tématem je bezpečnost obsluhy zařízení a zavedení bezpečnostních opatření pro minimalizaci rizik, která by potenciálně mohla vzniknout. Rotační podavač je z hlediska klasifikace strojních zařízení točivým strojem, a proto je na místě zmínit možná rizika spojená s provozem stroje a jejich předcházení.

5.1 Bezpečnost

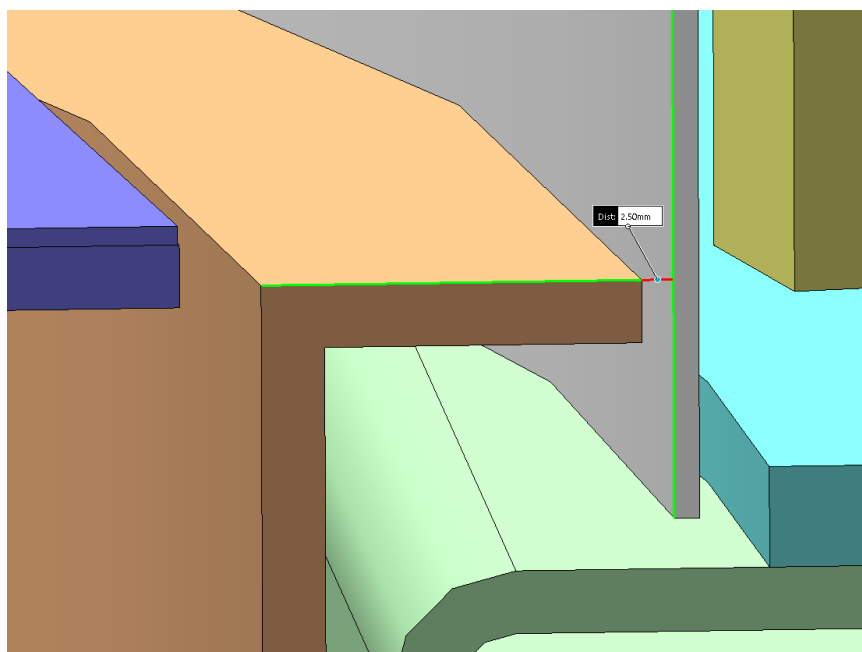
Účelem této podkapitoly je popsat základní nebezpečí za účelem identifikace relevantních nebezpečí, která může stroj vytvářet. Na navrženém stroji jsem identifikoval pouze mechanické nebezpečí v určitých místech, kde dochází k pohybu strojních součástí. Následně jsem stručně popsal tato místa a charakterizoval druh potenciálního nebezpečí. Níže cituji obrázek z normy ČSN EN 349+A1 Bezpečnost strojních zařízení - Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla.

| Část těla | tělo | dolní končetina | noha | paže | ruka | prst |
|----------------|---|---|---|--|---|---|
| bezpeč. mezera | 500 | 180 | 120 | | 100 | 25 |
| obr. |  |  |  |  |  |  |

Obr. 37 - Nejmenší mezery k zamezení vtažení částí lidského těla, jednotky v [mm] ¹⁴

5.1.1 Místo č. 1 - Mezera mezi mísou a nepohyblivým lemem

Místem č. 1 je mezera mezi mísou (na obrázku oranžově), která rotuje vůči nepohyblivému obvodovému lemu (šedý). Tato mezera se nachází po celém kruhovém obvodu. Na obrázku níže je zařízení zobrazeno v řezu, mezera má délku 2,5 [mm].

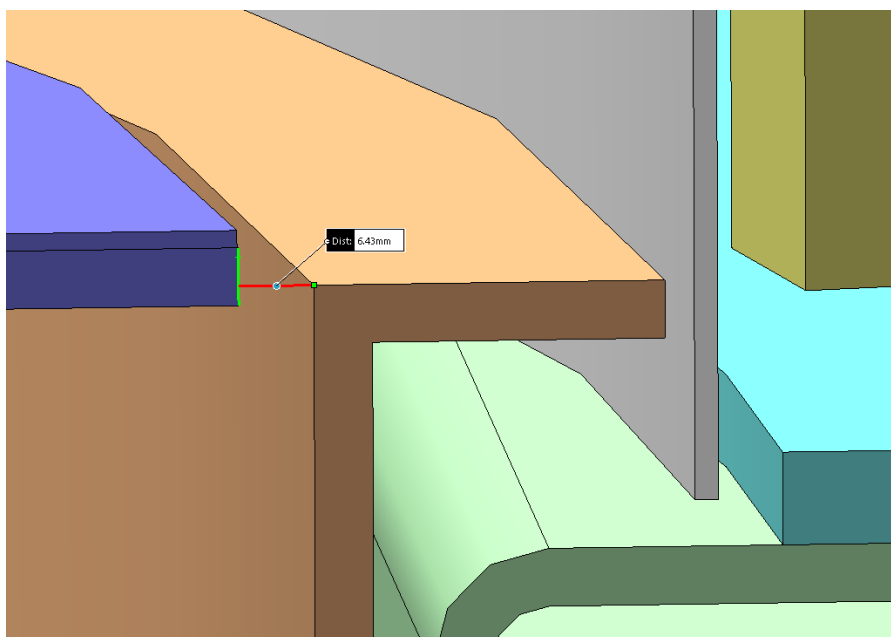


Obr. 38 - Místo č. 1; znázornění v řezu

| Kategorie nebezpečí | Mechanické |
|---------------------|---|
| Typ nebezpečí | Vtažení nebo zachycení |
| Opatření | 1) Mezera minimalizována 2) Proškolení obsluhy – nedotýkat se při chodu pohybujících se částí zařízení |

5.1.2 Místo č. 2 – Mezera mezi talířem a mísou

Další místo se nachází v mezeře mezi rotující mísou (na obrázku oranžově) a rotujícím talířem (fialově). Oba díly mají stejný smysl otáčení a velice podobné otáčky, takže intenzita vtažení zde nehrozí moc velká, ale pořád jde o mezeru v blízkosti pohyblivých částí, a proto jsem ji zde zahrnul. Mezera se nachází po celém kruhovém obvodu. Na obrázku níže je opět zařízení v řezu, v místě, kde je tato mezera největší, vzdálenost zde činí 6,5 [mm].

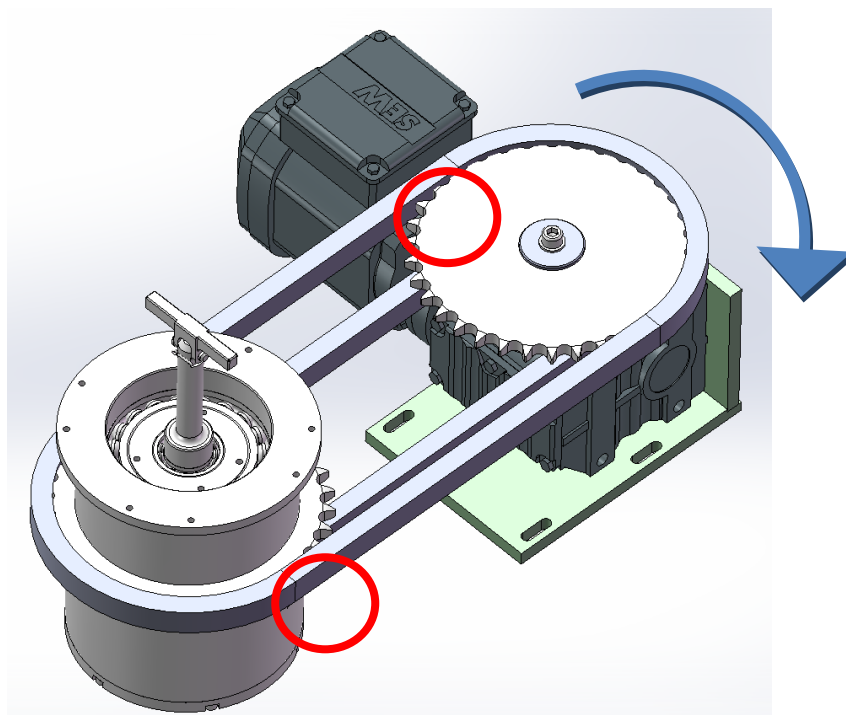


Obr. 39 - Místo č. 2

| | |
|---------------------|---|
| Kategorie nebezpečí | Mechanické |
| Typ nebezpečí | Vtažení nebo zachycení |
| Opatření | 1) Mezera minimalizována 2) Proškolení obsluhy – nedotýkat se při chodu pohybujících se částí zařízení |

5.1.3 Místo č. 3 – Řetězový převod

Poslední místo je v oblasti, kde se stýkají zuby řetězového kola s válečkovým řetězem a jedná se vlastně o dvě místa, kde vzniká styk zubů s řetězem, na tažné a volné větvi. Obě místa jsou znázorněna na obrázku v červených kroužcích. Ochrana proti vtažení je zde řešena plechovými kryty, které kryjí zařízení ze všech stran.



Obr. 40 - Místo č. 3

| Kategorie nebezpečí | Mechanické |
|---------------------|---|
| Typ nebezpečí | Vtažení nebo zachycení |
| Opatření | 1) Plechové kryty pro zamezení přístupu 2) Proškolení obsluhy – neprovozovat zařízení bez plechových krytů |

5.1.4 Další podmínky bezpečného provozu zařízení:

- Neprovozovat zařízení v blízkosti hořlavých látek, hořlavých výparů, v prašném prostředí
- Před spuštěním prověřit, zda se polohovací prvky na horním diagonálním rámu nedotýkají či nedřou o rotující části stroje
- Kontrola házení talíře maximálně 3 [mm]
- Kontrola házení mísy maximálně 1 [mm]
- Nepracovat se zařízením v příliš volném oděvu, hrozí zachycení o pohyblivé části zařízení
- Nesahat na rotující části zařízení, pokud jsou v pohybu
- Polohovací prvky nastavovat pouze při vypnutém chodu
- Zkontrolovat, zda jsou na místech všechny krycí plechy
- Nepřepínat příliš zásobu v podavači

5.2 Pravidelná údržba

Aby se snížila pravděpodobnost výskytu poruchy na rotačním podavači, je doporučeno provádět pravidelně úkony preventivní údržby. Tím lze nejen eliminovat poruchy, ale též prodloužit životnost zařízení.

5.2.1 Řetězový převod

Údržba řetězového převodu spočívá v zajištění dobrého a dostatečného mazání a pravidelné kontroly. V provozu řetězové převody vyžadují větší péči než převody řemenové. Je-li řetěz silně znečištěný, zanesený starým zaschnutým či znečištěným mazivem, je nutné řetěz důkladně vyčistit. Řetěz se rozpojí, vytáhne z převodu a tvrdým kartáčem se odstraní hrubá nečistota, usazeniny a staré, zaschlé mazivo na vnějších plochách řetězu. Podobně se čistí také řetězová kola. Následně se řetěz ponoří do petrolejové lázně, kde se ponechá až 24 hodin, aby se tvrdé usazeniny uvolnily či rozpustily i uvnitř článků v nepřístupných dutinách. Poté se řetěz ponoří a vymývá v technickém benzínu. V lázni se otírá štětcem, pohybuje se s ním, aby se vyplavily nečistoty, usazeniny nebo zaschlé mazivo z vnitřních ploch pouzder a válečků. Po vyjmutí řetězu z lázně se kontroluje čistota v nepřístupných dutinách – pokud při otáčení válečkem a pohybu řetězem je slyšet vrzání nebo je hmatem citelné lehké zadrhávání nebo nerovnoměrnost otáčení, pokračuje se dále ve vymývání, až je řetěz naprosto čistý. Očištěný řetěz musí zcela vyschnout a petrolej s benzínem se zcela odpařit, aby při následném mazání byla zajištěna přilnavost maziva k řetězu a jeho proniknutí do článků. Po vysušení se řetěz ihned maže, aby nevznikla koroze. Řetěz se nasazuje stejnou vnitřní stranou se stejným smyslem běhu. Pro mazání řetězů se používají řídké průmyslové převodové oleje. Je vyžadována dobrá adheze a vzlínavost. Olej musí být tekutý při všech provozních teplotách, aby zatíkal hluboko dovnitř řetězu. Ideální kinematická viskozita oleje je viskózní třídy od 22 do 150 ISO VG při 40 °C. Platí, že čím je provozní teplota vyšší nebo obvodová rychlost menší, tím vyšší má být viskozita použitého oleje (vyšší viskózní třída). Čím je číslo viskozitní třídy vyšší, tím je olej více viskózní (hustější) s pomalejším tokem. Řetězové maziva se určují pro různé provozní podmínky podle velikosti přenášené síly a obvodové rychlosti a pro prostředí podle vlhkosti, teploty a prašnosti, ve kterém pracuje. Pro použití ve vlhkém a korozivním prostředí jsou určeny syntetická esterová maziva, která jsou nerozpustná ve vodě a odolná nejrozličnějším typům chemikálií.⁵

Doporučený interval mazání je každých 6 měsíců nebo po uplynutí 1000 hodin provozu.

Dále je doporučeno kontrolovat napnutí řetězu. Řetěz pracuje až do prodloužení v důsledku opotřebení max. 2 [%] jmenovité délky, jestliže je průběžně dopínán. V případě použití napínáku se kontroluje jeho funkčnost, a pokud není nainstalován, je nutné kontrolovat průhyb volné větve, která má být asi 2 [%] osové vzdálenosti, což je v přibližně 10 [mm]. Není-li tomu tak, začíná se volná větev uvolňovat a řetěz má neklidný chod způsobující další opotřebení a zkrácení životnosti. Napínáním se pravidelně upravuje průhyb volné větve řetězu, aby byl maximálně okolo 10 [mm].⁵

5.3 Náhradní díly

U některých dílů lze předpokládat opotřebení ve větší míře než u méně namáhaných dílů, proto jsou zde vytipovány některé díly, které by bylo vhodné zařadit na seznam náhradních dílů, aby byly připraveny pro výměnu.

Válečkové řetězy jednořadé

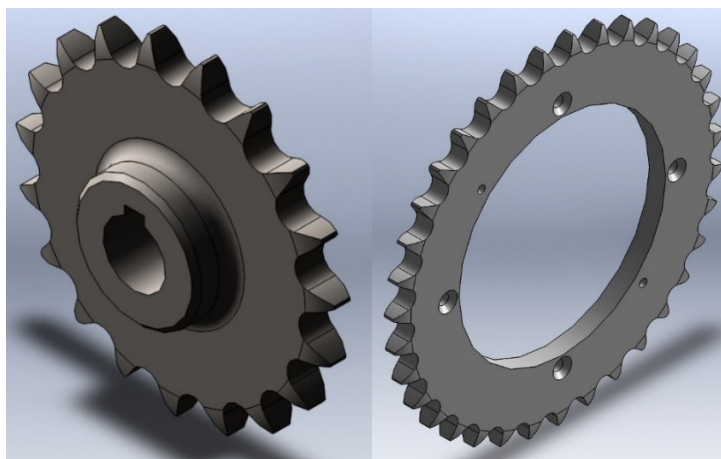
Specifikace: ŘETĚZ 75 ČLÁNKŮ 12 B-2
ŘETĚZ 59 ČLÁNKŮ 12 B-2
ČSN 02 3311.1

Řetězová kola

Jedná se o oba páry řetězových kol, čísla výkresů jsou následující:

2 x malé řetězové kolo RP_030_006

2 x velké řetězové kolo RP_030_005

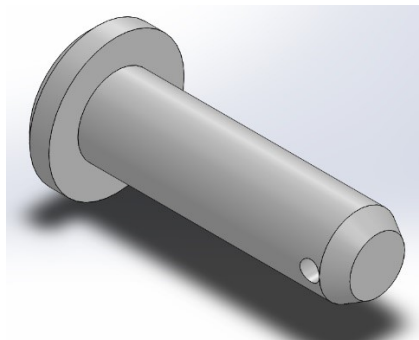


Obr. 41 - Malé a velké řetězové kolo

Čep ve vidlici osy

Specifikace: ČEP 8 x 32 x 2 B ČSN EN 22341

Materiál 14 220



Obr. 42 - Čep

Kuličková ložiska

Zde se jedná o dva páry kuličkových ložisek, uložených ve středovém uložení. Tato ložiska mají jako náhradní díly nižší prioritu. Jejich specifikace je následující:

2 x LOŽISKO 6006 ČSN 02 4630

2 x LOŽISKO 6018 ČSN 02 4630

6 Závěr

V této práci jsem se zabýval řešením konstrukčního návrhu rotačního podavače pro zadanou součást, kterou je plastová trubička. V úvodní teoretické rešerši jsem popsal použití dvou specifických typů průmyslových dopravníků, a to vibračního kruhového a rotačního (odstředivého) kruhového podavače. Dále jsem provedl porovnání obou typů, zvážení výhod a nevýhod a definování vhodnosti použití. Pro zadanou součást se nejlépe hodí právě již zmíněný rotační podavač, takže jsem provedl průzkum trhu a hledání v patentových listech, kde jsem našel bližší informace o rotačních podavačích. Na základě zadané součásti, podávacího výkonu a zadaného principu jsem navrhl rotační podavač, který zajišťuje správnou orientaci trubiček a jejich podávání na výstupu z podavače v jednotné poloze dle zadání. Jeho podávací výkon je 600 [ks/min]. Prvky pro polohování jsou snadno nastavitelné a umožňují seřízení pro správnou orientaci součástí. Zařízení je vybaveno systémem snímání zásoby trubiček. Celé zařízení splňuje maximální půdorysné rozměry, které byly definovány v zadání. V průběhu konstruování jsem provedl návrhové a kontrolní výpočty důležitých uzlů. V závěru jsem se stručně popsal bezpečnostní aspekty zařízení a doporučené pokyny k provozu a údržbě. K rotačnímu podavači jsem vypracoval výkresovou dokumentaci.

7 Seznam použitých pramenů

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] NĚMEČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0050-0.
- [4] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978 – 80 -248 – 1290 - 8.
- [5] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 - 3.
- [6] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001 [cit. 2019-03-25]. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení II*. [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003 [cit. 2019-03-25]. ISBN 80-248-0493-X.
- [8] Rotary feeders. *Elscint automation* [online]. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: www.elscintautomation.com/products/rotary-feeders/
- [9] VOJÁČEK, Antonín. Dopravníkové systémy v průmyslu: 1. díl. *Automatizace HW* [online]. 23.9.2016 [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/dopravnikove-systemy-v-prumyslu-1-dil.html>
- [10] *Vibratory Feeder Manufacturers: A reliable source for Vibratory Feeder information and leading Vibratory Feeder Companies &Manufacturers* [online]. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: www.vibratory-feeders.com/

[11] Centrifugal Feeder System. *Hoosier Feeder Company*[online]. [cit. 2019-04-01].
Dostupné z: www.hoosierfeedercompany.com

[13] ČSN EN ISO 12100 (833001). Bezpečnost strojních zařízení: Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika. 2011. Dostupné z:
http://homen.vsb.cz/~mlc37/BTS/Prednasky/2_12100.pdf

[14] ČSN EN 349+A1: Bezpečnost strojních zařízení - Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla. 2009.

[15] Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska. SKF [online]. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/equivalent-bearing-loads/equivalent-dynamic-bearing-load/index.html>

[16] ESHELMAN, Michael. Centrifugal feeder patent: Centrifugal feeder for rectangular items. USA. US5954185. Uděleno 21.9.1999.

[17] CORBIN, Scott R. Rotary feeder patent: Rotary feeder for transferring articles. USA. US7472782 B2. Uděleno 6.1.2009.

[18] Vibratory Bowl Feeder: Vibratory Feeders. *Indiamart* [online]. [cit. 2019-05-03].
Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/vibratory-feeder-bowl-17899057312.html>

[19] High Feed Rate Centrifugal Feeder. *Performance Feeders* [online]. [cit. 2019-05-03].
Dostupné z: <https://performancefeeders.com/custom-applications/centrifugal-feeder-feeds-1300-pharmaceutical-parts-per-minute>

[20] Centrifugal system. *Automatic Feeder Company* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://automaticfeeder.com/#centrifugal-systems>

8 Seznam příloh

| | | |
|-----------|---|--|
| Příloha A | - | Výkresová dokumentace |
| Příloha B | - | Patent US5954185 Centrifugal feeder |
| Příloha C | - | Patent US7472782 Rotary feeder |
| Příloha D | - | Katalogový list SEW Eurodrive S37DRS71S4TF |
| Příloha E | - | Katalogový list Omron E2E indukční senzor |
| Příloha F | - | Katalogový list Omron E3T optický senzor |
| Příloha G | - | Katalogový list Rovaděč Rittal AX 1050.000 |
| Příloha H | - | Katalogový list Hoosier FT-40-RD |

Poděkování

Chci poděkovat vedoucímu práce Ing. Oldřichu Učňovi, Ph.D. za praktickou pomoc, rady a zkušenosti na konzultacích, konaných v průběhu vypracování práce.